



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH TOPNÉHO OHŘÍVÁKU

FEEDWATER HEATER DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Josef Holčapek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Josef Holčapek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh topného ohříváku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte tepelný a hydraulický návrh topného ohříváku dle zadaných teplo–technických dat. Nakreslete předběžný výkres ohříváku s uvedením hlavních rozměrů včetně připojovacích. Výkres bude obsahovat informace sloužící pro následné vytvoření konstrukčního návrhu (konstrukční návrh není předmětem této práce). Pevnostně dimenzujte hlavní části ohříváku (trubkovnici, plášť, dno) v souladu s platnými evropskými normami. Konkrétní parametry a požadavky budou upřesněny při konzultaci.

Cíle diplomové práce:

- provedení návrhu tepelného topného ohříváku,
- provedení hydraulického výpočtu topného ohříváku,
- provedení pevnostního výpočtu hlavních částí,
- vypracování výkresové dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0363-2.

HEWITT, Geoffrey Frederick: Heat Exchanger Design Handbook 2008, Begell House, New York, 2008. ISBN: 978-1-56700-259-1

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem topného ohříváku. Cílem práce je provedení tepelného, hydraulického, pevnostního výpočtu a předběžného výkresu ohříváku. Úvod práce je věnován přehledu základních typů výměníků a procesů přenosu tepla. Dále se práce věnuje tepelnému výpočtu pro stanovení hlavních parametrů výměníku. Následuje hydraulický výpočet k určení tlakové ztráty na straně topné vody. Poté je proveden konstrukční návrh a pevnostní výpočet navržených tloušťek stěn pláště, vodních komor a trubkovnice. V závěru práce jsou shrnuty a zhodnoceny dosažené výsledky.

Klíčová slova

výměník tepla, přenos tepla, svazkový výměník, pára, kondenzace

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the design of a feedwater heater. The aim of the work is to perform thermal, hydraulic and stress analysis. A preliminary technical documentation is also part of this work. The first part contains a summary of basic types of heat exchangers and processes of heat transfer. The main part is focused on thermal analysis to determine the main parameters of the heat exchanger. Next part is followed up by hydraulic analysis to determine the pressure drop of the heating water. After that is created design of heat exchanger with stress analysis of the proposed wall thicknesses of the shell, water chambers and tubesheet. Achieved results are summarized and evaluated at the end of the diploma thesis.

Key words

heat exchanger, heat transfer, shell and tube heat exchanger, steam, condensation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HOLČAPEK, Josef. *Návrh topného ohříváku* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-18]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132079>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Zdeněk Skála.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Návrh topného ohříváku vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího práce a konzultanta práce s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu zdrojů.

V Brně dne 21.05.2021

Josef Holčapek

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Skálovi, CSc. Můj dík patří rovněž Ing. Kristině Župkové za cenné rady poskytnuté při konzultacích. Rovněž bych chtěl poděkovat Ing. Martině Vymazalové a Ing. Antonínu Klíčovi za pomoc s pevnostním výpočtem topného ohříváku. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat rodině a přátelům za podporu v průběhu celého studia.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Výměníky tepla	12
2 Procesy sdílení tepla	14
2.1 Přestup tepla vedením	14
2.2 Přestup tepla konvekcí	14
2.3 Přestup tepla radiací	15
3 Základní návrh výměníku tepla	17
3.1 Zadání	17
3.2 Volba materiálu teplosměnných trubek	17
4 Tepelný a hydraulický výpočet	20
4.1 Výkonová bilance	20
4.2 Předběžný tepelný výpočet	21
4.2.1 Součinitel přestupu tepla uvnitř trubky	21
4.2.2 Součinitel přestupu tepla vně trubky	22
4.2.3 Součinitel prostupu tepla	24
4.2.4 Výpočet teplosměnné plochy	24
4.3 Hydraulický výpočet	25
4.3.1 Tlaková ztráta třením	25
4.3.2 Tlaková ztráta místní	27
4.3.3 Tlaková ztráta hrdel	27
4.4 Upřesnění tepelného a hydraulického výpočtu	29
4.4.1 Tepelný výpočet	29
4.4.2 Hydraulický výpočet	32
4.5 Návrh rozložení teplosměnných trubek	34
4.6 Přepočet v HTRI	35
5 Konstrukční řešení	38
5.1 Konstrukční řešení pláště	38
5.2 Konstrukční řešení vodních komor	40
6 Pevnostní výpočet	42
6.1 Pevnostní výpočet pláště	42
6.1.1 Válcový plášť d=2200 mm	43
6.1.2 Válcový plášť d=1700 mm	49
6.1.3 Pevnostní výpočet koncentrického přechodu	52
6.2 Pevnostní výpočet vodní komory	57
6.2.1 Válcový plášť vodní komory	58
6.2.2 Torosférické dno vodní komory	62
6.3 Pevnostní výpočet trubkovnice a přípojovací příruby	68
ZÁVĚR	69
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	70

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	72
SEZNAM PŘÍLOH.....	76

ÚVOD

Výměníky tepla mají důležitou roli v energetice, chemickém průmyslu, procesním inženýrství a ve všech dalších oblastech, kde dochází k výměně tepla. V energetice se využívají jako základní součásti celých cyklů, bez kterých by je nebylo možné provozovat (kondenzátory) nebo jako doplňující součásti, které výrazně napomáhají ke zvyšování celkové účinnosti provozů (nízkotlaké a vysokotlaké regenerátory, ohříváky spalovacího vzduchu, mezipřihříváky páry). Správně navržený výměník pomáhá zvýšit celkovou účinnost energetických provozů. S rostoucí cenou emisních povolenek a se zvyšujícím se důrazem na co nejefektivnější využití použitého paliva jejich význam roste.

Topné ohříváky jsou důležitou součástí centrálních zdrojů tepla. Používají se pro zásobování teplem v rámci celých měst nebo jejich částí. Mezi tyto zdroje patří elektrárny s dodávkou tepla, teplárny, kotelny a výtopny. U elektráren je primárním produktem elektrická energie a sekundárním produktem odpadní teplo odváděné do soustav centrálního zásobování. V teplárnách je prvotním produktem teplo a elektřina až druhotným produktem. V kotelnách a výtopnách dochází pouze k výrobě tepla. Výhodou větších zdrojů pro centrální zásobování teplem je kontrola emisí, regulace spalovacích procesů a vyšší účinnost.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem horizontálního výměníku tepla se svazkem teplosměnných trubek v plášti. Ohřívanou látkou je topná voda proudící v trubkách. Médium sloužícím k jejímu ohřevu je kondenzující topná pára vstupující do plášťového prostoru.

1 Výměníky tepla

Výměníky tepla jsou zařízení sloužící k předávání tepelné energie mezi dvěma nebo více médii. Teplo přechází z teplejšího média do chladnějšího. Pracovními médii jsou nejčastěji tekutiny, které jsou ve většině výměníků odděleny teplosměnnou plochou. Výměníky tepla můžeme dělit podle pracovního pochodu:

- rekuperační

V rekuperačních výměnících se teplo předává přes nepropustnou plochu o určité ploše a tloušťce. Touto plochou je nejčastěji stěna trubky nebo deska.

- regenerační

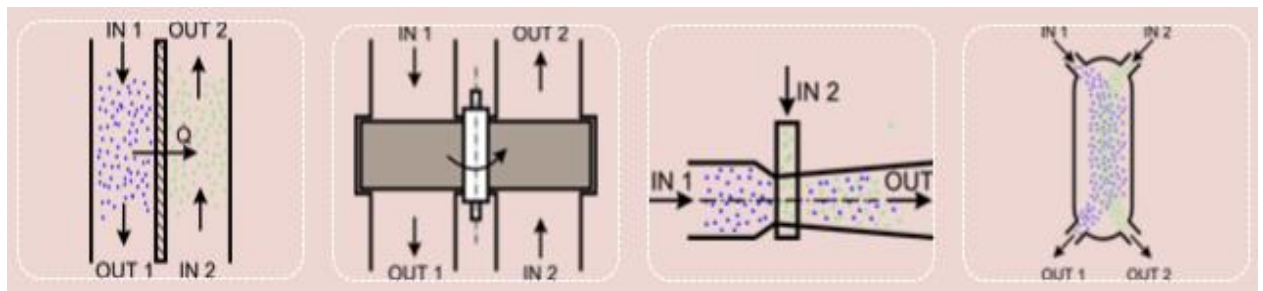
U toho výměníku dochází k předávání tepla skrz část, která je nejprve ohřata jedním médiem a následně ochlazena druhým médiem. V regeneračních výměnících může docházet k míšení pracovních látek. Nejčastějším typem jsou rotační regenerátory.

- směšovací

Ve směšovacích výměnících dochází k předávání tepla při vzájemném smíšení pracovních látek. U tohoto typu výměníků se nepočítá s teplosměnnou plochou. Klasickým příkladem směšovacího výměníku je vstřík napájecí vody do páry mezi stupni přehříváků. Dalšími příklady jsou odplynovací zařízení napájecích nádrží, chladicí věže a směšovací kondenzátory.

- kontaktní

Pracovním principem je zde předávání tepla mezi médii s různými fázemi.

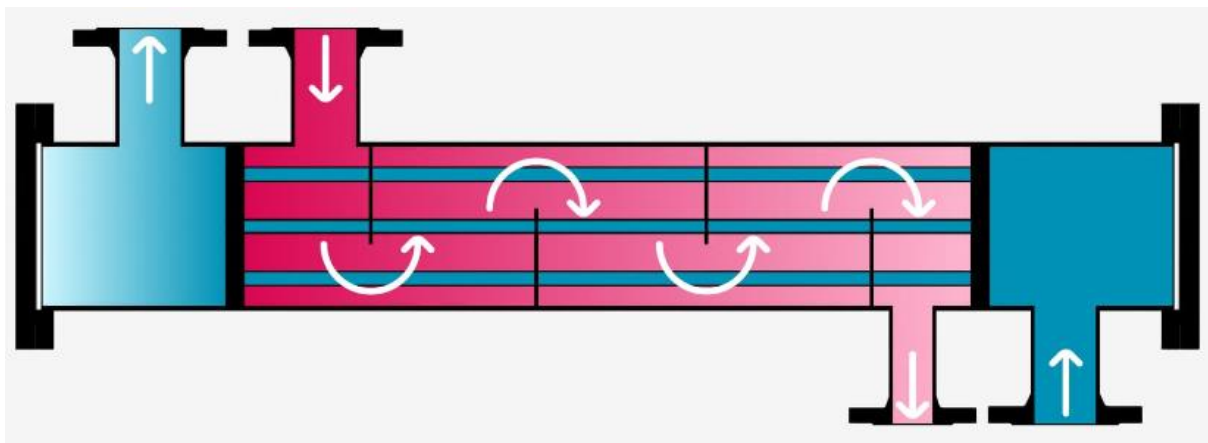


Obrázek 1 Princip funkce výměníku (rekuperační, regenerační, směšovací a kontaktní) [1]

Další možné rozdělení výměníků tepla je podle jejich konstrukce:

- trubkové

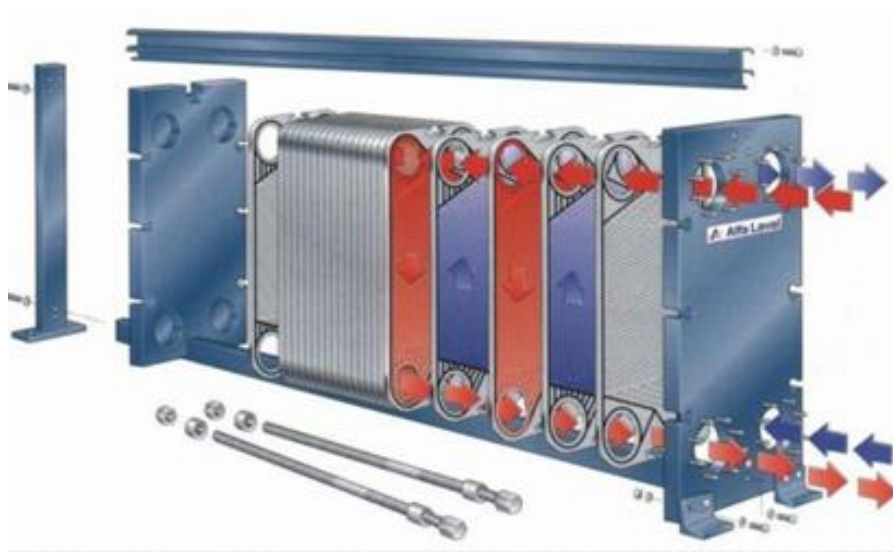
U trubkových výměníků jsou pracovní látky odděleny teplosměnnou plochou. Touto plochou je jedna nebo více trubek. Hlavní typy trubkových výměníků jsou dvoutrubkové (trubka v trubce), se svazkem trubek v plášti a spirálové výměníky. Nejpoužívanějším typem jsou plášťové výměníky se svazkem trubek. Mezi jejich hlavní výhody patří dobrá teplotní a tlaková odolnost, jednoduchá údržba a nízká cena. Hlavními nevýhodami jsou nebezpečí koroze, hrubé odstupňování velikostí, malá kompaktnost a vysoká hmotnost. Svazkové výměníky se skládají z trubkovnice, pláště, přední a zadní hlavy a přepážek. Značí se dle standardizace TEMA, kdy tři písmena označují typ přední hlavy, pláště a zadní hlavy.



Obrázek 2 Náčrt protiproudého výměníku [2]

- deskové

U deskových výměníků jsou teplosměnnou plochou tenké desky s kanálky, kterými proudí pracovní médium. Deskové výměníky mohou být rozebíratelné, pájené, svařované a spirálové. Jejich výhodou jsou dobrý přestup tepla, nízká hmotnost a rozměry, vysoká účinnost a možnost přesného dimenzování (u rozebíratelných výměníků). Nevýhodami jsou cena, omezené parametry tlaku a teploty, technologie výroby a riziko netěsnosti.



Obrázek 3 Deskový výměník [3]

- regenerační

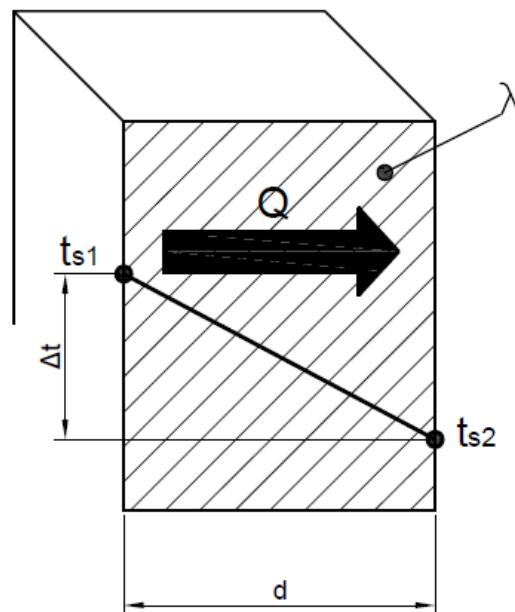
Regenerační výměníky, někdy nazývané regenerátory, se vyrábí buď jako rotační nebo statické. Statické regenerátory jsou tvořeny jedním nebo více absorbéry, kterými střídavě protéká teplé a chladící médium [1]. U rotačního výměníku dochází ke sdílení tepla skrze rotační matici, která jedné látce teplo odebírá a druhé předává. Tento typ výměníku se často používá k ohřevu spalovacího vzduchu teplem spalin ve spalovacích procesech. Hlavní nevýhodou regeneračních výměníků je možnost míšení médií.

2 Procesy sdílení tepla

2.1 Přestup tepla vedením

K přenosu tepla dochází srážkami a silovým působením mezi částicemi. Nejintenzivněji k němu dochází u pevných látek, kde jsou částice v blízkém kontaktu. Měrný tepelný tok je definován Fourierovým zákonem:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{\Delta t}{\delta} \quad (2.1-1)$$



Obrázek 4 Vedení tepla rovinnou stěnou

kde:

\dot{q} je měrný tepelný tok [W/m²]
 λ je tepelná vodivost [W/(m·K)]
 Δt je teplotní spád [°C]
 δ je tloušťka stěny [m]

Tepelná vodivost λ je materiálová charakteristika, která určuje schopnost materiálu vést teplo. Čím je její hodnota vyšší, tím lépe je materiál tepelně vodivý. U pevných látek je její hodnota závislá na teplotě a u kapalných a plyných látek je funkcí tlaku a teploty.

2.2 Přestup tepla konvekcí

K přestupu tepla konvekcí (prouděním) dochází při proudění tekutiny a jejího kontaktu s okolními tuhými látkami o rozdílné teplotě. Pro určení předaného tepla je nutné určit součinitel přestupu tepla α . Jeho velikost je závislá především na charakteru proudění, druhu proudění, látkových vlastnostech, rychlosti a rozměrech stěny. Charakter proudění můžeme na

základě Reynoldsova bezrozměrného kritéria rozdělit na laminární a turbulentní. Konvekci můžeme rozdělit podle druhu proudění na nucenou a přirozenou. U nucené konvekce je proudění vyvoláno vnějšími silami. K přirozené konvekci dochází díky vztakovým silám vyvolaným na základě změny látkových vlastností.

Měrný tepelný tok je definován Newtonovým ochlazovacím zákonem (2.2-2).

$$\dot{q} = \alpha \cdot (t_s - t_\infty) \quad (2.2-2)$$

kde:

\dot{q} je měrný tepelný tok [W/m²]

α je součinitel přestupu tepla [W/(m²·K)]

t_s je teplota stěny [°C]

t_∞ je teplota okolí [°C]

Nejdůležitějším parametrem popisující přenos tepla prouděním je součinitel přestupu tepla. Je závislý na vlastnostech média, rozměru teplosměnné plochy a typu proudění. Pro jeho určení se používají bezrozměrná kritéria vycházející z teorie podobnosti. Hlavními kritérii jsou Nusseltovo číslo, Reynoldsovo číslo, Prandtlovo číslo a Grashoffovo číslo. Nejběžněji se součinitel přestupu tepla určuje z Nusseltova čísla podle vztahu (2.2-3). Pro výpočet Nusseltova čísla existuje mnoho vztahů závisících na typu proudění. Obecně platí následující závislost $Nu=f(Re, Pr, Gr)$. Každý ze vztahů má dané intervaly platnosti, ve kterých je lze použít [4].

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l_{ch}} \quad (2.2-3)$$

kde:

α je součinitel přestupu tepla [W/m²·K]

Nu je Nusseltovo číslo [-]

λ je tepelná vodivost [W/m·K]

l_{ch} je charakteristický rozměr [m]

2.3 Přestup tepla radiací

K přenosu tepla radiací (zářením) dochází dlouhovlnným elektromagnetickým zářením vyzařovaným tělesem o určité teplotě [4]. Při dopadu záření může dojít k jeho odražení, pohlcení a projití. Veličina udávající uvolňování energie z povrchu tělesa se nazývá sálavost povrchu a značí se písmenem E [W/m²]. Její maximální hodnotu udává Stefan-Boltzmannův zákon (2.3-4). Ten platí pro ideální absolutně černé těleso, které pohlcuje veškeré dopadající záření.

$$E = \sigma \cdot T^4 \quad (2.3-4)$$

kde:

E je sálavost povrchu [W/m²]

σ je Stefan-Boltzmannova konstanta [W/(m²·K)], $\sigma=5,67032 \cdot 10^{-8}$ W/(m²·K) [4]

T je absolutní teplota povrchu [K]

Reálná tělesa nejsou schopna veškerou energii pohltit nebo odrazit a označují se jako šedá tělesa. Proto se zavádí veličina zvaná emisivita (ε [-]), která nabývá hodnot od 0 do 1, vyjadřující poměr mezi sálavostí absolutně černého tělesa a reálného tělesa. Pro absolutně černé těleso platí $\varepsilon=1$. Pro reálné těleso je poté jeho sálavost definována vztahem (2.3-5) [4].

$$E = \sigma \cdot \varepsilon \cdot T^4 \quad (2.3-5)$$

kde:

E je sálavost povrchu [W/m^2]

σ je Stefan-Boltzmanova konstanta [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$], $\sigma=5,67032 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ [4]

ε je emisivita [-]

T je absolutní teplota povrchu [K]

3 Základní návrh výměníku tepla

3.1 Zadání

Diplomová práce byla zadána firmou Provyko s.r.o. Cílem práce je navrhnout horizontální ohřívák topné vody. Tento ohřívák má být:

- celosvařovaný na straně pláště, bez kompenzátoru
- s přímými teplosměnnými trubkami
- s pevnými trubkovnicemi
- s integrovaným chladičem parovzdušné směsi.

Tabulka 1 Zadané parametry ohříváku

Zadaný parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý hmotnostní průtok topné vody	m_v	2050	t/h
Maximální hmotnostní průtok topné vody	m_{vmax}	2200	t/h
Vstupní teplota topné vody	t_{v1}	50,0	°C
Výstupní teplota topné vody	t_{v2}	81,0	°C
Provozní tlak topné vody	p_v	16	bar(a)
Vstupní tlak páry	p_p	0,593	bar(a)
Entalpie páry na vstupu	i_p	2617,4	kJ/kg
Teplota vystupujícího kondenzátu	t_k	mez sytosti	°C
Max. dovolená tlaková ztráta v trubkovém prostoru pro jmenovitý průtok	Δp_{z1}	0,7	bar
Max. dovolený tlak PS – prostor svazku	PS_s	23,5	bar(g)
Max. dovolený tlak PS – prostor pláště	PS_p	-1 – 2,3	bar(g)
Max. dovolená teplota – prostor svazku	TS_s	120	°C
Max. dovolená teplota – prostor pláště	PS_s	200	°C
Koeficient zanesení	k_z	0,9	-

Pro tepelný a hydraulický výpočet jsou použity jmenovité a provozní parametry uvedené v Tabulce 1. Fyzikální vlastnosti médií jsou během celé práce určovány z programu XSteam Excel.

3.2 Volba materiálu teplosměnných trubek

Volba vhodného materiálu je důležitým krokem při návrh tepelného výměníku. Faktory, které tuto volbu ovlivňují, jsou kvalita vody, svařitelnost, technologie výroby a cena. Hlavními parametry určující kvalitu vody jsou hodnota pH, obsah chloridů Cl^- a tvrdost. Chemický rozbor oběhové vody je uveden v Tabulce 2. Z té je patrné, že se jedná o vodu s vysokým pH, velmi malou tvrdostí a s nízkým obsahem chloridů.

Tabulka 2 Chemický rozbor oběhové vody

	Měsíc	Vodivost	pH	p-alkalita	m-alkalita	Fe	P ₂ O ₅	Cl ⁻	CT (celková tvrdost)
		μS	-	mmol.l ⁻¹	mmol.l ⁻¹	μg.l ⁻¹	mg.l ⁻¹	mg.l ⁻¹	μmol.l ⁻¹
Měsíční průměry	leden	68,9	9,7	0,1	0,2	14,4	1,6	6,3	5,0
	únor	117,1	9,7	0,1	0,2	11,8	1,6	5,9	5,5
	březen	99,9	9,6	0,1	0,2	13,0	1,7	7,7	6,0
	duben	86,1	9,5	0,1	0,3	9,8	2,0	8,6	5,8
	květen	78,2	9,5	0,1	0,3	9,2	2,2	9,3	4,0
	červen	71,6	9,6	0,1	0,3	11,3	2,4	9,9	4,2
	červenec	64,0	9,6	0,1	0,3	12,8	2,3	7,9	6,3
	srpen	73,7	9,6	0,1	0,3	47,0	1,9	7,8	7,9
	září	85,1	9,8	0,1	0,3	39,0	1,9	7,4	6,6
	říjen	93,6	9,9	0,1	0,3	45,4	3,5	8,3	8,7
	listopad	89,6	10,0	0,1	0,3	192,8	4,2	8,7	4,8
	prosinec	81,2	9,9	0,1	0,4	30,0	4,2	9,3	6,5
Průměr r. 2018		83,7	9,7	0,1	0,3	35,8	2,5	8,1	6,0

Nejčastěji používaným materiálem pro výrobu teplosměnných trubek jsou nerezové oceli. Mezi další používané materiály patří titan, mosaz a uhlíkatá ocel. Z důvodu vysoké hodnoty pH oběhové vody (Tabulka 2) je možné z uvažovaných materiálů vyloučit mosaz, která má špatné korozivní vlastnosti při vysokých hodnotách pH [5].

titan

Titan je z těchto materiálů nejdražší volbou. Vyznačuje se ovšem nejlepšími korozivzdornými vlastnostmi [6]. Má dobré mechanické vlastnosti a oproti oceli nízkou hustotu. Je to rovněž dobře svařitelný materiál.

uhlíková ocel

Je nejlevnější s uvedených variant. Má dobré mechanické vlastnosti a je dobře svařitelná. Nevýhodou jsou špatné korozivní vlastnosti.

nerezová ocel

Jsou to slitiny obsahující aspoň 12 % chromu. Tyto oceli můžeme rozdělit do tří hlavních skupin:

- austenitické,
- feritické
- a duplexní.

Nejčastěji se používají austenitické chromniklové nerezové oceli, které mají dobré plastické vlastnosti a nízký poměr meze pevnosti k mezi kluzu. Feritické a duplexní oceli se používají v aplikacích s velmi vysokými požadavky na korozivzdornost [7].

Podstatou korozní odolnosti u austenitických korozivzdorných ocelí je pasivace oceli, což je proces, při kterém dochází ke tvorbě ochranné vrstvy oxidů chromu (Cr_2O_3). Probíhá v oxidačním prostředí a chrání ocel před další oxidací. Důležité je, aby ochranná vrstva byla co nejvíce jednotná a bez porušení. Z toho vyplývá, že ochranné vlastnosti oxidační vrstvy jsou závislé na kvalitě povrchu. Proto bývají tyto oceli často používány po vyžehání a zchlazení vodou. Tím se dosáhne rozpuštění karbidů chromu vylučovaných po hranici zrn, což má vliv na snížení rizika mezikrystalové koroze [7].

Na základě výše uvedených informací je jako nejvhodnější vybrána nerezová ocel. Níže jsou v Tabulce 3 uvedeny vlastnosti některých nejpoužívanějších korozivzdorných ocelí.

Tabulka 3 Porovnání nerezových ocelí [7, 8]

označení DIN	označení EN	vlastnosti
1.4301	X 5 CrNi 18 10	<ul style="list-style-type: none">- nejrozšířenější nerezová ocel- dobrá svařitelnost- kvůli vysoké houževnatosti má horší řezné vlastnosti- dobře tvárný- levná
1.4541	X 6 CrNiTi 18 10	<ul style="list-style-type: none">- díky stabilizaci titanem má zvýšenou odolnost vůči mezikrystalové korozi- horší řezná obrobiteľnosť- dobrá svařitelnost- vyšší cena- používá se pro aplikace od 300 °C
1.4401	X 6 CrNiMo 17 12 2	<ul style="list-style-type: none">- obsah molybdenu napomáhá potlačení důlkové koroze- dobrá svařitelnost- horší řezná obrobiteľnosť- vyšší cena- vhodné pro použití na slanou vodu
1.4404	X 2 CrNiMo 17 13 2	<ul style="list-style-type: none">- nízký podíl uhlíku snižuje možnost vytváření karbidů na hranici zrn- dobrá svařitelnost- dobrá řezná obrobiteľnosť- vyšší cena

Po zvážení vlastností jednotlivých vlastností ocelí, jejich ceny a dobré chemie vody (nízký obsah chloridů a dobré pH) je jako nejvhodnější vybrána nerezová ocel označená podle EN X 5 CrNi 18 10. Její podrobné vlastnosti a chemické složení jsou uvedeny v Příloze 1.

4 Tepelný a hydraulický výpočet

Kompletní tepelný a hydraulický výpočet je proveden podle literatury: Tepelné pochody, výpočet výměníku tepla [9], pouze postup určení součinitele přestupu tepla na straně páry je brán z literatury: Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet [10].

4.1 Výkonová bilance

Pro návrh výměníku je zapotřebí znát jeho tepelný výkon, základní geometrické parametry a vlastnosti pracovních médií. Ze zadání je patrné, že pro ohřev topné vody bude využito teplo páry uvolněné při její kondenzaci na kondenzát o teplotě odpovídající mezi sytosti. Parametry pracovních médií jsou uvedeny v Tabulce 4. Neznámé parametry pracovních médií jsou určeny na základě funkčních závislostí na známých hodnotách ($i_v=f(t_v, p_v)$; $t_p=f(p_p, i_p)$; $i_k=f(x_k, p_k)$).

Tabulka 4 Parametry jednotlivých proudů

	teplota	tlak	entalpie	hmotnostní průtok
Vstup topné vody	$t_{v1} = 50,0\text{ °C}$	$p_{v1} = 16\text{ bar}$	$i_{v1} = 210,71\text{ kJ/kg}$	$m_{v1} = 569,44\text{ kg/s}$
Výstup topné vody	$t_{v2} = 81,0\text{ °C}$	$p_{v2} = 16\text{ bar}$	$i_{v2} = 340,38\text{ kJ/kg}$	$m_{v2} = 569,44\text{ kg/s}$
Vstupující pára	$t_p = 85,62\text{ °C}$	$p_p = 0,593\text{ bar}$	$i_p = 2617,4\text{ kJ/kg}$	$m_p = 32,69\text{ kg/s}$
Vystupující kondenzát	$t_k = 85,62\text{ °C}$	$p_k = 0,593\text{ bar}$	$i_k = 358,57\text{ kJ/kg}$	$m_k = m_p\text{ kg/s}$

Ze zadaných hodnot je spočítán potřebný výkon pro ohřátí jmenovitého množství topné vody na požadovanou teplotu:

$$Q = m_v \cdot (i_{v2} - i_{v1}) = 569,44 \cdot (340,38 - 210,71) = 73840,918\text{ kW} \quad (4.1-1)$$

Z požadovaného výkonu je následně dopočítán potřebný hmotnostní průtok páry (4.1-2). Pro hmotnostní průtok kondenzátu platí, že je roven hmotnostnímu průtoku páry.

$$m_p = \frac{Q}{(i_p - i_k)} = \frac{73840,918}{2617,4 - 358,57} = 32,69\text{ kg/s} \quad (4.1-2)$$

Dalším krokem je určení počtu trubek výměníku pro jeden chod. Ve výpočtu uvažuje více rychlostí uvnitř trubky a více vnitřních průměrů. Vlastnosti topné vody jsou vztahovány ke střední teplotě vody určené vztahem 4.1-3.

$$t_{vst} = \frac{t_{v1} + t_{v2}}{2} = \frac{50 + 81}{2} = 65,5\text{ °C} \quad (4.1-3)$$

Pro tuto teplotu a tlak topné vody 16 bar(a) je hustota vody $980,26\text{ kg/m}^3$. Poté se počítá počet teplosměnných trubek ohříváku podle vzorce 4.1-4. Vzorový výpočet je proveden pro rychlost vody 2,1 m/s a vnitřní průměr 0,018 m, výsledky pro další hodnoty jsou uvedeny v Tabulce 5.

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot m_{v1}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_v \cdot \rho_{vst}} = \frac{4 \cdot 569,44}{\pi \cdot 0,018^2 \cdot 2,1 \cdot 980,26} = 1088 \text{ ks} \quad (4.1-4)$$

Tabulka 5 Počet trubek

w_v	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	m/s
n_{tr18}	1927	1700	1521	1376	1257	ks
n_{tr20}	1522	1343	1202	1088	993	ks
n_{tr22}	1233	1088	974	881	804	ks

kde:

 w_v je rychlost vody [m/s] n_{tr} je počet trubek pro vybraný vnější průměr trubky [ks]

4.2 Předběžný tepelný výpočet

Předběžný tepelný výpočet je proveden pro tři běžně používané vnější průměry teplosměnných trubek (18 mm, 20 mm, 22 mm) s tloušťkou stěny 1 mm. Pro každý tento průměr bude uvažováno několik rychlostí proudění uvnitř trubky (1,5 m/s, 1,7 m/s, 1,9 m/s, 2,1 m/s, 2,3 m/s). Tyto hodnoty budou mít vliv na počet trubek výměníky, součinitel prostupu tepla a celkovou velikost výměníky.

4.2.1 Součinitel přestupu tepla uvnitř trubky

Přestup tepla uvnitř trubky je ve většině případů uskutečňován nucenou konvekcí. Pro jeho výpočet je nutné nejprve určit charakter proudění pomocí Reynoldsova čísla. To je určeno vztahem 4.2-5. Vypočtená Reynoldsova čísla jsou uvedena v Tabulce 6. Pro výpočet jsou do vztahů dosazovány termofyzikální vlastnosti vody určeny pro střední teplotu vody (4.1-3) a tlak uvnitř trubky 16 bar(a).

hustota:	$\rho_v = 980,260 \text{ kg/m}^3$
Prandtlovo číslo:	$Pr_v = 2,742$
tepelná vodivost:	$\lambda_v = 0,657 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$
dynamická viskozita:	$\eta_v = 4,305 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$

$$Re_v = \frac{w_v \cdot d_1 \cdot \rho_v}{\eta_v} \quad (4.2-5)$$

Tabulka 6 Reynoldsovo číslo vody

w_v	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	m/s
Re_{v_18}	54648,658	61935,146	69221,634	76508,122	83794,610	
Re_{v_20}	61479,741	69677,039	77874,338	86071,637	94268,936	
Re_{v_22}	68310,823	77418,932	86527,042	95635,152	104743,262	

Z výsledků vyplývá, že proudění uvnitř trubky je turbulentní ($Re_v > 2320$) a tomu odpovídá Gnielinského vztah (4.2-6) pro Nusseltovo kritérium. Dopočítané hodnoty Nusseltova čísla jsou uvedeny v Tabulce 8.

$$Nu_v = \frac{x_5 \cdot (Re_v - 1000) \cdot Pr_v}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{x_5} \cdot (Pr_v^{2/3} - 1)} \cdot (1 + y_1^{2/3}) \cdot y_2 \quad (4.2-6)$$

Pro předběžný výpočet je zanedbána část vzorce $(1 + y_1^{2/3}) \cdot y_2$. Hodnota x_5 je zjištěna pomocí vzorce 4.2-7. Výsledné hodnoty součinitele x_5 jsou uvedeny v Tabulce 7.

$$x_5 = \frac{1}{8} \cdot (1,82 \cdot \log Re_v - 1,64)^{-2} \quad (4.2-7)$$

Tabulka 7 Hodnoty součinitele x_5

w_v	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	m/s
x_{5_18}	0,00256	0,00249	0,00243	0,00238	0,00233	
x_{5_20}	0,00250	0,00243	0,00237	0,00232	0,00227	
x_{5_22}	0,00244	0,00237	0,00232	0,00227	0,00222	

Tabulka 8 Výsledná Nusseltova čísla

w_v	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	m/s
Nu_{v_18}	233,295	259,009	284,230	309,025	333,442	
Nu_{v_20}	257,417	285,792	313,630	341,002	367,962	
Nu_{v_22}	281,102	312,096	342,510	372,419	401,883	

Ze znalosti Nusseltova čísla, tepelné vodivosti vody při střední teplotě a vnitřního průměru trubek je možné dopočítat součinitel přestupu tepla uvnitř trubky podle vztahu 4.2-8. Hodnoty součinitele přestupu tepla jsou uvedeny v Tabulce 9.

$$Nu_v = \frac{\alpha_v \cdot d_1}{\lambda_v} \Rightarrow \alpha_v = \frac{Nu_v \cdot \lambda_v}{d_1} \quad (4.2-8)$$

Tabulka 9 Hodnoty součinitele přestupu tepla uvnitř trubek

w_v	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	m/s
α_{v_18}	9573,970	10629,224	11664,266	12681,762	13683,710	W/(m ² ·K)
α_{v_20}	9390,128	10425,199	11440,681	12439,147	13422,615	W/(m ² ·K)
α_{v_22}	9228,715	10246,259	11244,745	12226,668	13193,985	W/(m ² ·K)

Z výsledků je patrné, že součinitel přestupu tepla se zvyšuje s rostoucí rychlostí pracovního média a klesá s rostoucím průměrem.

4.2.2 Součinitel přestupu tepla vně trubky

Vně trubky dochází ke kondenzaci syté páry. Jedná se o blánovou kondenzaci, kdy kondenzát na trubkách vytváří tenkou vrstvu stékající ve směru gravitační síly na další trubky ve svazku. Termofyzikální vlastnosti kondenzátu jsou brány pro vztahnou teplotu určenou podle vzorce 4.2-9. Teplota stěny t_{s2} byla odhadnuta na 83 °C, dále bude zpětně dopočítána a výpočet upřesněn pro vybranou geometrii svazku.

$$t_{vzt} = t_{sat} - \frac{3}{8} \cdot (t_{sat} - t_{s2}) = 85,625 - \frac{3}{8} \cdot (85,625 - 83) = 84,641 \quad (4.2-9)$$

Termofyzikální vlastnosti kondenzátu pro vztažnou teplotu:

hustota:	$\rho_k = 968,715 \text{ kg/m}^3$
tepelná vodivost:	$\lambda_k = 0,670 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$
dynamická viskozita:	$\eta_k = 3,340 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$

Dále je nutné znát měrné kondenzační teplo syté páry, které je pro páru o tlaku 0,593 bar(a) a teplotě saturace 85,625 °C rovno 2258,828 kJ/kg. Poté je možné použít Nusseltův vztah pro kondenzaci na osamoceně horizontální trubce (4.2-10). Výsledky jsou uvedeny v Tabulce 10.

$$\alpha_{hor} = 0,725 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_k^3 \cdot \rho_k (\rho_k - \rho_p) \cdot l_k \cdot g}{\eta_k \cdot \Delta T \cdot d_2}} \cdot \varepsilon_t \quad (4.2-10)$$

kde:

měrná hmotnost páry pro t_{sat}	$\rho_p = 0,368 \text{ kg/m}^3$
gravitační zrychlení	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$
teplotní rozdíl	$\Delta T = t_{sat} - t_{s2} = 85,625 - 83 = 2,625 \text{ °C}$

Součinitel ε_t je stejný jako u vertikální trubky a spočítá se podle vztahu 4.2-11.

$$\varepsilon_t = \left[\left(\frac{\lambda_{s2}}{\lambda_k} \right)^3 \cdot \left(\frac{\eta_k}{\eta_{s2}} \right) \right]^{0,125} = \left[\left(\frac{0,664}{0,670} \right)^3 \cdot \left(\frac{3,340 \cdot 10^{-4}}{3,750 \cdot 10^{-4}} \right) \right]^{0,125} = 0,982 \quad (4.2-11)$$

kde:

tepelná vodivost pro t_{s2} :	$\lambda_k = 0,664 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$
dynamická viskozita pro t_{s2} :	$\eta_k = 3,750 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$

Tabulka 10 Součinitel přestupu tepla pro horizontální trubku

d_2	18	20	22	mm
α_{hor}	17866,089	17401,612	16991,875	W/(m ² ·K)

Pro součinitel přestupu tepla celého svazku je třeba zvážit vliv natékajícího kondenzátu na spodní trubky. Toho bylo docíleno použitím Kernova vztahu (4.2-12). Kde n_{tr} je počet trubek v celém průřezu svazku. Pro předběžný návrh bude uvažován dvou tahový výměník. Z toho vyplývá, že do vzorce 4.2-12 bude dosazen dvojnásobek počtu trubek vycházející ze vztahu 4.1-4. Konečné výsledky pro různé počty trubek jsou uvedeny v Tabulce 11.

$$\frac{\alpha_{sv}}{\alpha_{hor}} = n_{tr}^{-\frac{1}{12}} \Rightarrow \alpha_{sv} = \alpha_{hor} \cdot n_{tr}^{-\frac{1}{12}} \quad (4.2-12)$$

Tabulka 11 Součinitel přestupu tepla pro svazek trubek

w_v	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	m/s
α_{sv_18}	8978,495	9072,763	9157,274	9234,048	9303,901	W/(m ² ·K)
α_{sv_20}	8918,731	9012,196	9095,898	9171,743	9241,828	W/(m ² ·K)
α_{sv_22}	8882,330	8955,772	9038,761	9114,667	9184,400	W/(m ² ·K)

4.2.3 Součinitel prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla je spočten podle vzorce 4.2-13 ve kterém je zahrnut koeficient zanesení ($k_z = 0,9$) a tepelná vodivost zvolené korozivzdorné oceli pro teplosměnné trubky ($\lambda_{1,4301} = 16,2 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$) [11]. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v Tabulce 12.

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_{1,4301}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{sv}}} \cdot k_z \quad (4.2-13)$$

Tabulka 12 Součinitel prostupu tepla

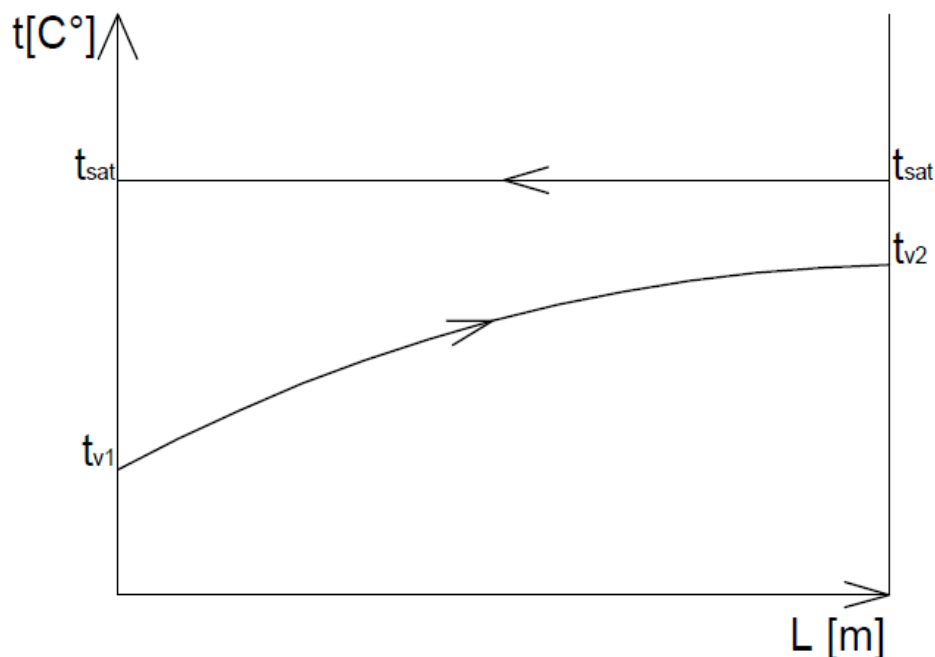
w_v	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	m/s
k_{18}	3057,913	3197,211	3319,977	3429,356	3527,604	$\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$
k_{20}	3045,804	3184,969	3307,652	3416,965	3515,351	$\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$
k_{22}	3032,960	3171,910	3294,595	3403,970	3502,379	$\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$

4.2.4 Výpočet teplosměnné plochy

Prvním krokem bylo určení středního teplotního logaritmického spádu pro protiproudé proudění podle rovnice 4.2-14.

$$\Delta T_{ln} = \frac{(t_{sat} - t_{v1}) - (t_{sat} - t_{v2})}{\ln \left(\frac{t_{sat} - t_{v1}}{t_{sat} - t_{v2}} \right)} \quad (4.2-14)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(85,625 - 50) - (85,625 - 81)}{\ln \left(\frac{85,625 - 50}{85,625 - 81} \right)} = 15,184 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obrázek 5 Teplotní logaritmický spád

Následně je dopočítána teplosměnná plocha pomocí úpravy vzorce 4.2-15. Výkon je znám z výkonové bilance. Výsledky jsou uvedeny v Tabulce 13.

$$Q = S \cdot k \cdot \Delta T_{ln} \Rightarrow S = \frac{Q}{k \cdot \Delta T_{ln}} \quad (4.2-15)$$

Tabulka 13 Teplosměnná plocha

w_v	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	m/s
S_{18}	1590,289	1521,003	1464,759	1418,040	1378,546	m ²
S_{20}	1596,611	1526,848	1470,216	1423,182	1383,351	m ²
S_{22}	1603,373	1533,091	1476,043	1428,616	1388,475	m ²

Na základě znalosti teplosměnné plochy a počtu trubek ve výměníku je možné dopočítat délku teplosměnných trubek podle vztahu 4.2-16. Výsledky jsou uvedeny v Tabulce 14.

$$L = \frac{S}{\pi \cdot d_2 \cdot n_{tr}} \quad (4.2-16)$$

Tabulka 14 Délka teplosměnných trubek

w_v	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	m/s
L_{18}	14,594	15,822	17,030	18,224	19,394	m
L_{20}	18,551	20,105	21,630	23,132	24,635	m
L_{22}	22,996	24,918	26,799	28,676	30,539	m

4.3 Hydraulický výpočet

V zadání práce je stanovena maximální dovolená tlaková ztráta pro jmenovitý průtok topné vody v trubkovém prostoru 0,7 bar. Výpočet je proveden pro výše uvedené průměry potrubí a rychlosti vody. Celková tlaková ztráta v trubkovém prostoru se skládá z tlakové ztráty třením, místních tlakových ztrát a ztrát na vstupním a výstupním hrdle. Termofyzikální vlastnosti topné vody jsou vztaženy ke střední teplotě vody $t_{vst} = 65,5$ °C.

4.3.1 Tlaková ztráta třením

Tlaková ztráta třením se vypočítá podle vzorce 4.3-17.

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_v^2}{2} \cdot n_{CH1} \cdot z_1 \cdot z_2 \quad (4.3-17)$$

Tabulka 15 Tlaková ztráta třením uvnitř trubek

w_v	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	m/s
Δp_{t1_18}	32,535	32,399	42,973	55,531	70,180	kPa
Δp_{t1_20}	29,183	39,977	53,147	68,458	86,592	kPa
Δp_{t1_22}	35,245	48,280	64,178	82,709	104,624	kPa

Kde λ_{11} je ztrátový součinitel určený vztahem 4.3-18, u kterého platí, že $Re > 2320$.

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re_v} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (4.3-18)$$

Tabulka 16 Ztrátový součinitel λ_{11}

w_v	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	m/s
λ_{11_18}	0,0237	0,0233	0,0230	0,0228	0,0225	
λ_{11_20}	0,023	0,0227	0,0223	0,0221	0,0219	
λ_{11_22}	0,0224	0,0221	0,0218	0,0215	0,0213	

Substituční faktory x_9 a x_{10} závislé na proudění a relativní drsnosti stěny se určí pomocí rovnic 4.3-19 a 4.3-20. Výsledky jsou uvedeny v Tabulce 17.

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r1}} \right] \right\}^{16} \quad (4.3-19)$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (4.3-20)$$

Tabulka 17 Substituční faktory x_9 a x_{10}

w_v	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	m/s
x_{9_18}	$1,676 \cdot 10^{20}$	$1,908 \cdot 10^{20}$	$2,127 \cdot 10^{20}$	$2,334 \cdot 10^{20}$	$2,529 \cdot 10^{20}$	
x_{9_20}	$2,123 \cdot 10^{20}$	$2,414 \cdot 10^{20}$	$2,689 \cdot 10^{20}$	$2,948 \cdot 10^{20}$	$3,191 \cdot 10^{20}$	
x_{9_22}	$2,616 \cdot 10^{20}$	$2,971 \cdot 10^{20}$	$3,306 \cdot 10^{20}$	$3,621 \cdot 10^{20}$	$3,919 \cdot 10^{20}$	
x_{10_18}	$2,448 \cdot 10^{-3}$	$3,304 \cdot 10^{-4}$	$5,574 \cdot 10^{-5}$	$1,124 \cdot 10^{-5}$	$2,622 \cdot 10^{-6}$	
x_{10_20}	$3,718 \cdot 10^{-4}$	$5,019 \cdot 10^{-5}$	$8,467 \cdot 10^{-6}$	$1,707 \cdot 10^{-6}$	$3,983 \cdot 10^{-7}$	
x_{10_22}	$6,891 \cdot 10^{-5}$	$9,300 \cdot 10^{-6}$	$1,569 \cdot 10^{-6}$	$3,164 \cdot 10^{-7}$	$7,380 \cdot 10^{-8}$	

Kde k_{r1} je relativní drsnost stěny trubky a platí pro ni vztah 4.3-21. Absolutní drsnost povrchu k_a je 0,015 mm [12].

$$k_{r1} = \frac{k_a}{d_1} \quad (4.3-21)$$

Součinitel z_1 je dán vztahem 4.3-22. Kde l je délka uvedená v Tabulce 14 a podělená počtem chodů výměníku.

$$z_1 = \frac{l}{d_1} \quad (4.3-22)$$

Korekční faktor z_2 zohledňuje změnu dynamické viskozity v mezní vrstvě a je určen vztahem 4.3-23. Kde koeficient a je, pro Reynoldsovo číslo větší než 2320 a směr tepelného toku do trubkového prostoru, roven 0,14.

$$z_2 = \left(\frac{\eta_{1s}}{\eta_v} \right)^a = \left(\frac{0,000404274}{0,0004305} \right)^{0,14} = 0,991 \quad (4.3-23)$$

4.3.2 Tlaková ztráta místní

Místní tlakové ztráty vznikají na vstupu a výstupu pracovního média z trubek trubkového svazku a ohybem proudu v obratových komorách výměníku. Pro jejich výpočet je použita rovnice 4.3-24.

$$\Delta p_{m1} = [\xi_{11} \cdot n_{CH1} + \xi_{12} \cdot (n_{CH1} - 1)] \cdot \frac{\rho_v \cdot w_v^2}{2} \quad (4.3-24)$$

Kde ξ_{11} je ztrátový součinitel místního odporu pro vstup a výstup z trubek a ξ_{12} ztrátový součinitel pro ohyb proudu ($\xi_{11} = 0,7$; $\xi_{12} = 0,4$). Výsledky jsou uvedeny v Tabulce 18.

Tabulka 18 Místní tlaková ztráta

w_v	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	m/s
Δp_{m1_2ch}	1,985	2,550	3,185	3,891	4,667	kPa
Δp_{m1_4ch}	4,411	5,666	7,077	8,646	10,371	kPa

4.3.3 Tlaková ztráta hrdel

Výpočet je proveden podle vztahu 4.3-25.

$$\Delta p_h = \xi_{13} \cdot \frac{\rho_v \cdot w_{v13skut}^2}{2} \quad (4.3-25)$$

Prvním krokem je určení velikosti vstupního a výstupního hrdla. K tomu je potřeba znát hustotu vody na vstupu a výstupu a maximální dovolenou rychlost, která je 3 m/s [13]. Poté se spočítá minimální požadovaný průtočný průřez podle rovnice 4.3-26. Na základě toho se spočítá potřebný průměr hrdla (4.3-27) a určí se normovaná velikost vstupního a výstupního hrdla. Podle toho se následně dopočítá skutečná rychlost v hrdlech (4.3-28).

$$\rho_{v13in} = 988,698 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{v13out} = 971,847 \text{ kg/m}^3$$

$$S_h = \frac{\dot{m}_v}{w_{v13max} \cdot \rho_{vh13}} \quad (4.3-26)$$

$$S_{hin} = 0,206 \text{ m}^2$$

$$S_{hout} = 0,210 \text{ m}^2$$

$$d_{13} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_h}{\pi}} \quad (4.3-27)$$

$$d_{13in} = 0,512 \text{ m}$$

$$d_{13out} = 0,517 \text{ m}$$

Na základě vypočtených požadovaných vnitřních průměrů je, jak pro přívod, tak pro odvod topné vody, zvolena příruba DN600 podle normy ČSN EN 1092-1 [14]. Vnitřní průtočný průměr této příruby je $d_{13skut} = 0,588 \text{ m}$.

$$w_{v13skut} = \frac{\dot{m}_v}{\frac{\pi \cdot d_{13skut}^2}{4} \cdot \rho_{vh13}} \quad (4.3-28)$$

$$w_{v13skutin} = 2,121 \text{ m/s}$$

$$w_{v13skutout} = 2,158 \text{ m/s}$$

V dalším kroku je potřeba zjistit hodnotu ztrátového koeficientu ζ_{13} , který se určí podle velikosti Reynoldsova čísla (4.2-5). K tomu potřebujeme určit dynamickou viskozitu ve vstupním a výstupním hrdle na základě znalosti teploty a tlaku topné vody.

$$\eta_{v13in} = 54,711 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$\eta_{v13out} = 35,037 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re_{v13in} = 2253761,275$$

$$Re_{v13out} = 3519337,834$$

Pro výše uvedené hodnoty Reynoldsova čísla, že ztrátový součinitel ζ_{13} je roven 1,4. Nyní je možné dopočítat tlakovou ztrátu ve vstupním a výstupním hrdle (4.3-25).

$$\Delta p_{hin} = 3113,493 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{hout} = 3167,480 \text{ Pa}$$

Ted' už je možné určit celkovou tlakovou ztrátu výměníku podle vzorce 4.3-26. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 19.

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} + \Delta p_{hin} + \Delta p_{hout} \quad (4.3-26)$$

Tabulka 19 Celková tlaková ztráta

w_v	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	m/s
Δp_{z1_18}	40,801	41,230	52,439	65,702	81,128	kPa
Δp_{z1_20}	37,449	48,807	62,472	78,629	103,244	kPa
Δp_{z1_22}	43,511	60,227	77,358	97,636	121,276	kPa

Z výsledků je patrné, že zadanou maximální dovolenou tlakovou ztrátu 0,7 bar splňuje několik kombinací rychlosti a vnějšího průměru trubek. Při výběru vhodné geometrie je nutné brát ohled i na délku výměníku (tabulka 14). Po zvážení těchto faktorů byla, jako nejvhodnější řešení, zvolena kombinace vnějšího průměru 18 mm a rychlosti vody 1,9 m/s.

4.4 Upřesnění tepelného a hydraulického výpočtu

Na základě výsledků předchozích výpočtů je vybrán vyhovující výsledný průměr teplosměnných trubek ($d_2 = 18$ mm). Upřesnění je provedeno zpětným dopočítáním střední teploty stěny trubky (4.4-33 a 4.4-40) a úpravou termofyzikálních vlastností, které na ní závisí. Díky rezervě u tlakové ztráty bude zvýšena uvažovaná rychlost vody v trubkách na hodnotu 1,92 m/s. Toto navýšení je výhodné jak z hlediska nižšího zanášení, tak z hlediska ekonomického (menší počet vrtání a zaválcování). Počet trubek, pro tuto rychlost, určený podle 4.1-4 je $n_{tr} = 1505$ ks v jednom chodu výměníku.

4.4.1 Tepelný výpočet

Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubek je stejný jako v kapitole 4.2, jenom bude rovnice 4.2-6 rozšířena o člen závislý na střední teplotě stěny. Termofyzikální vlastnosti budou doplněny o Prandtlovo číslo pro t_{1s} .

hustota:	$\rho_v = 980,260 \text{ kg/m}^3$
Prandtlovo číslo pro t_{vst} :	$Pr_v = 2,742$
Prandtlovo číslo pro t_{1s} :	$Pr_{1s} = 2,567$
tepelná vodivost:	$\lambda_v = 0,657 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$
dynamická viskozita:	$\eta_v = 4,305 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Reynoldsovo číslo:	

$$Re_v = \frac{w_v \cdot d_1 \cdot \rho_v}{\eta_v} = \frac{192 \cdot 0,016 \cdot 980,260}{4,305 \cdot 10^{-4}} = 69950,283 \quad (4.4-27)$$

Součinitel x_5 :

$$x_5 = \frac{1}{8} \cdot (1,82 \cdot \log Re_v - 1,64)^{-2} \quad (4.4-28)$$

$$x_5 = \frac{1}{8} \cdot (1,82 \cdot \log 69950,283 - 1,64)^{-2} = 0,00243$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu_v = \frac{x_5 \cdot (Re_v - 1000) \cdot Pr_v}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{x_5} \cdot (Pr_v^{2/3} - 1)} \cdot (1 + y_1^{2/3}) \cdot y_2 \quad (4.4-29)$$

$$Nu_v = \frac{0,00243 \cdot (69950,283 - 1000) \cdot 2,742}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,00243} \cdot \left(2,742^{2/3} - 1\right)} \cdot \left(1 + (8,560 \cdot 10^{-4})^{2/3}\right) \cdot 1,007$$

$$Nu_v = 291,423$$

Pro určení součinitele y_1 je nutné znát délku teplosměnných trubek. Tu známe z předchozích výpočtů. V následujícím vzorci (4.4-30) bude použita její výsledná hodnota.

$$y_1 = \frac{d_1}{l} = \frac{0,016}{18,691} = 8,560 \cdot 10^{-4} \quad (4.4-30)$$

Korekční faktor y_2 zohledňující změnu vlastností kapaliny v mezní vrstvě:

$$y_2 = \left(\frac{Pr_v}{Pr_{1s}} \right)^{0,11} = \left(\frac{2,742}{2,567} \right)^{0,11} = 1,007 \quad (4.4-31)$$

Součinitel přestupu tepla uvnitř trubek:

$$\alpha_v = \frac{Nu_v \cdot \lambda_v}{d_1} = \frac{291,423 \cdot 0,657}{0,016} = 11959,443 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (4.4-32)$$

Nyní lze zpětně dopočítat střední teplotu vnitřní stěny trubky, která byla v prvním kroku odhadnuta na 70 °C

$$t_{s1} = t_{vst} + \frac{Q}{S_1 \cdot \alpha_v} = 65,5 + \frac{73840918}{1413,944 \cdot 11959,443} = 69,867 \text{ °C} \quad (4.4-33)$$

kde S_1 je vnitřní plocha trubek:

$$S_1 = n_{tr} \cdot l \cdot \pi \cdot d_1 = 1505 \cdot 18,691 \cdot \pi \cdot 0,016 = 1413,944 \text{ m}^2 \quad (4.4-34)$$

Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany páry bude proveden obdobně jako v kapitole 4.2 jen bude upřesněn o zpětné dopočítání střední teploty vnější strany trubek. Termofyzikální vlastnosti budou brány pro vztažnou teplotu (4.4-35) a pro t_{s2} .

$$t_{vzt} = t_{sat} - \frac{3}{8} \cdot (t_{sat} - t_{s2}) = 85,625 - \frac{3}{8} \cdot (85,625 - 79,363) = 83,277 \text{ °C} \quad (4.4-35)$$

hustota pro t_{vzt} :

$$\rho_k = 969,714 \text{ kg/m}^3$$

hustota páry pro t_{sat} :

$$\rho_p = 0,362 \text{ kg/m}^3$$

tepelná vodivost pro t_{vzt} :

$$\lambda_k = 0,669 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

tepelná vodivost pro t_{s2} :

$$\lambda_{s2} = 0,667 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

dynamická viskozita pro t_{vzt} :

$$\eta_k = 3,403 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

dynamická viskozita pro t_{s2} :

$$\eta_{s2} = 3,572 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

skupenské teplo pro t_{sat} :

$$l_k = 2258827,665 \text{ J/kg}$$

Pomocí Nusseltova vztahu se určí součinitel přestupu tepla na jedné horizontální trubce ve svazku.

$$\alpha_{hor} = 0,725 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_k^3 \cdot \rho_k (\rho_k - \rho_p) \cdot l_k \cdot g}{\eta_k \cdot \Delta T \cdot d_2}} \cdot \varepsilon_t \quad (4.4-36)$$

$$\alpha_{hor} = 0,725 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,669^3 \cdot 969,714 \cdot (969,714 - 0,362) \cdot 2258827,668 \cdot 9,81}{3,403 \cdot 10^{-4} \cdot 6,262 \cdot 0,018}} \cdot 0,993$$

$$\alpha_{hor} = 14451,358 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

kde ε_t :

$$\varepsilon_t = \left[\left(\frac{\lambda_{s2}}{\lambda_k} \right)^3 \cdot \left(\frac{\eta_k}{\eta_{s2}} \right) \right]^{0,125} = \left[\left(\frac{0,667}{0,669} \right)^3 \cdot \left(\frac{3,403 \cdot 10^{-4}}{3,572 \cdot 10^{-4}} \right) \right]^{0,125} = 0,993 \quad (4.4-37)$$

Teplotní rozdíl ΔT :

$$\Delta T = t_{sat} - t_{s2} = 85,625 - 79,363 = 6,262 \text{ } ^\circ C \quad (4.4-38)$$

Hodnota součinitele přestupu tepla pro celý svazek se určí podle Kernova vztahu. Výměník bude na základě vypočtené délky 2 tahový a podle toho bude do vzorce dosazen počet trubek.

$$\alpha_{sv} = \alpha_{hor} \cdot n_{tr}^{-\frac{1}{12}} = 14451,358 \cdot (2 \cdot 1505)^{-\frac{1}{12}} = 7413,494 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (4.4-39)$$

Zpětné dopočítání střední teploty vnější strany stěny teplosměnné trubky.

$$t_{s2} = t_{sat} - \frac{Q}{S \cdot \alpha_{sv}} = 85,625 - \frac{73840918}{1590,687 \cdot 7413,494} = 79,363 \text{ } ^\circ C \quad (4.4-40)$$

V dalším kroku je dopočítán součinitel prostupu tepla se zadaným koeficientem zanášení $k_z = 0,9$ a tepelnou vodivostí zvolené nerezové oceli $\lambda_{1,4301} = 16,2 \text{ W/(mK)}$ [11].

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_v} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_{1,4301}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{sv}}} \cdot k_z \quad (4.4-41)$$

$$k = \frac{1}{\frac{0,018}{0,016} \cdot \frac{1}{11959,443} + \frac{0,018}{2 \cdot 16,2} \cdot \ln \frac{0,018}{0,016} + \frac{1}{7413,494}} \cdot 0,9$$

$$k = 3057,147 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Nyní je možné dopočítat potřebnou teplosměnnou plochu a délku teplosměnných trubek. Střední teplotní logaritmický spád byl určen v kapitole 4.2 a je $\Delta T_{ln} = 15,184 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta T_{ln}} = \frac{73840918}{3057,147 \cdot 15,184} = 1590,687 \text{ m}^2 \quad (4.4-42)$$

$$L = \frac{S}{\pi \cdot d_2 \cdot n_{tr}} = \frac{1590,687}{\pi \cdot 0,018 \cdot 1505} = 18,691 \text{ m} \quad (4.4-43)$$

4.4.2 Hydraulický výpočet

Z důvodu zvýšení rychlosti a změny délky a počtu trubek je nutné ověřit, jestli tlaková ztráta splňuje zadání. Výpočet bude proveden pro tlakové ztráty třením a místní. Tlaková ztráta ve výstupním a vstupním hrdle bude stejná jako v kapitole 4.3. Termofyzikální vlastnosti vody budou opět vztaženy ke střední teplotě vody $t_{vst} = 65,5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

hustota:	$\rho_v = 980,260 \text{ kg/m}^3$
rychlost:	$w_v = 1,92 \text{ m/s}$
dynamická viskozita:	$\eta_v = 4,305 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
dyn. viskozita pro t_{s1} :	$\eta_{vs1} = 4,043 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
drsnot potrubí:	$k = 0,015 \text{ mm}$
počet chodů:	$n_{CH1} = 2$

Tlaková ztráta třením:

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_v \cdot w_v^2}{2} \cdot n_{CH1} \cdot z_1 \cdot z_2 \quad (4.4-44)$$

$$\Delta p_{t1} = 0,0230 \cdot \frac{980,260 \cdot 1,92^2}{2} \cdot 2 \cdot 584,085 \cdot 0,991$$

$$\Delta p_{t1} = 48102,333 \text{ Pa}$$

Ztrátový součinitel pro $Re > 2320$:

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re_v} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (4.4-45)$$

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{69950,283} \right)^{12} + \frac{1}{(2,149 \cdot 10^{20} + 0,0000471)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}}$$

$$\lambda_{11} = 0,0230$$

Substituční faktory x_9 a x_{10} závisející na proudění a relativní drsnosti stěny:

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_v} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r1}} \right] \right\}^{16} \quad (4.4-46)$$

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{69950,283} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,000938} \right] \right\}^{16}$$

$$x_9 = 2,149 \cdot 10^{20}$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{Re_v} \right)^{16} = \left(\frac{37530}{69950,283} \right)^{16} = 0,0000471 \quad (4.4-47)$$

Relativní drsnost trubky:

$$k_{r1} = \frac{k_a}{d_1} = \frac{0,00015}{0,016} = 0,000938 \quad (4.4-48)$$

Součinitel z_1 :

$$z_1 = \frac{l}{d_1} = \frac{\left(\frac{18,691}{2} \right)}{0,016} = 584,085 \quad (4.4-49)$$

Korekční faktor z_2 :

$$z_2 = \left(\frac{\eta_{1s}}{\eta_v} \right)^a = \left(\frac{0,000404}{0,000431} \right)^{0,14} = 0,991 \quad (4.4-50)$$

Místní tlakové ztráty vznikají na vstupu a výstupu pracovního média z trubek trubkového svazku a ohybem proudu v obrátových komorách výměníku, kde ξ_{11} je ztrátový součinitel místního odporu pro vstup a výstup z trubek a ξ_{12} ztrátový součinitel pro ohyb proudu ($\xi_{11} = 0,7$; $\xi_{12} = 0,4$):

$$\Delta p_{m1} = [\xi_{11} \cdot n_{CH1} + \xi_{12} \cdot (n_{CH1} - 1)] \cdot \frac{\rho_v \cdot w_v^2}{2} \quad (4.4-51)$$

$$\Delta p_{m1} = [0,7 \cdot 2 + 0,4 \cdot (2 - 1)] \cdot \frac{980,260 \cdot 1,92^2}{2}$$

$$\Delta p_{m1} = 3252,268 \text{ Pa}$$

Celková tlaková ztráta:

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} + \Delta p_{hin} + \Delta p_{hout} \quad (4.4-52)$$

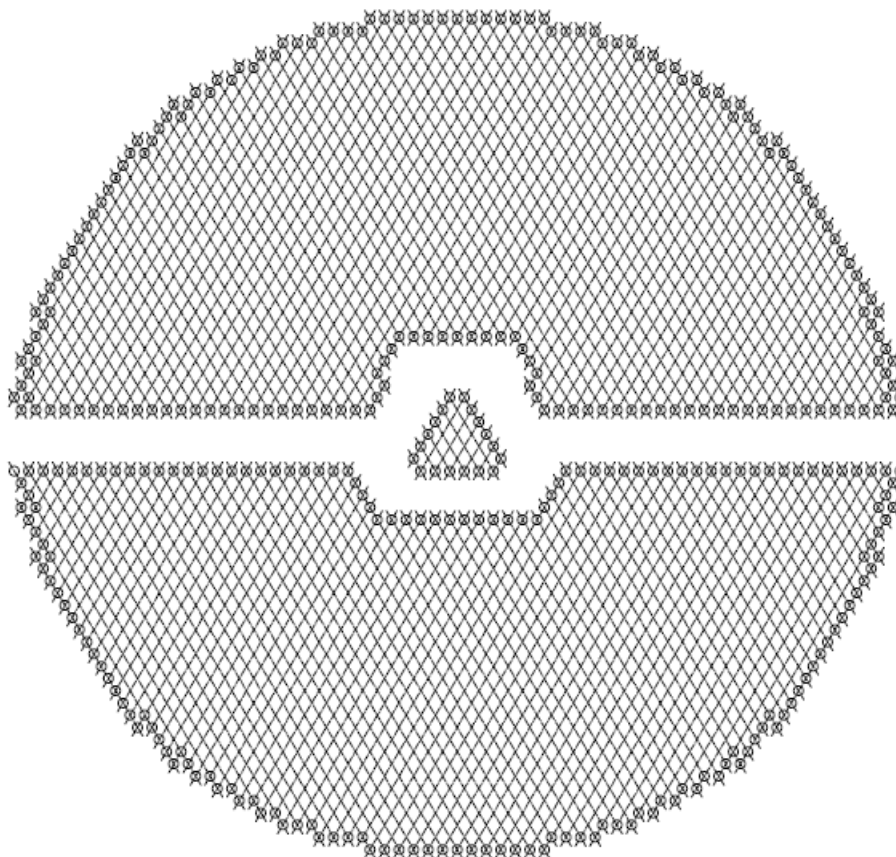
$$\Delta p_{z1} = 48102,333 + 3252,268 + 3113,493 + 3167,480$$

$$\Delta p_{z1} = 57635,574 \text{ Pa}$$

4.5 Návrh rozložení teplosměnných trubek

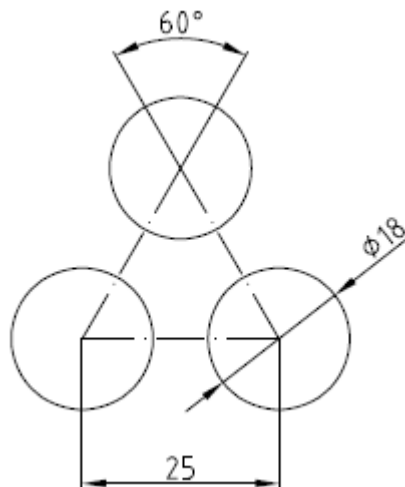
Dalším krokem je návrh rozložení teplosměnných trubek ve svazku. Na základě předchozích výpočtů je znám počet trubek výměníku ($n_{tr} = 3010$). Trubky budou rozmístěny do dvou chodů. V zadání práce je také požadavek na umístění integrovaného chladiče parovzdušné směsi. Ten se používá kvůli odvodu nekondenzujících plynů, které mají za následek, i v malém množství, výrazné snížení součinitele přestupu tepla [15]. Chladič se umísťuje do teoreticky nejchladnějšího místa svazku.

Na základě konzultací je zvoleno středové uspořádání sítě. Toto uspořádání je vhodné z důvodu dosažení co nejmenšího průměru vodní komory a přírubového spoje. Což pozitivně ovlivní hmotnost výměníku a výslednou cenu. Chladič parovzdušné směsi je umístěn ve středu svazku. Počet trubek chladiče pro daný tlak páry je kolem jednoho procenta z celkového počtu trubek. V tomto případě se jedná o 33 trubek. Chladič spadá do prvního tahu výměníku (dolní část). Spolu se 33 trubkami chladiče je v prvním tahu umístěno 1462 trubek. Z toho vyplývá, že ve druhém tahu výměníku (horní část) je 1515 trubek (Obrázek 6).



Obrázek 6 Rozložení teplosměnných trubek

Uspořádání trubek je trojúhelníkové s úhlem 60° a roztečí 25 mm (Obrázek 7).



Obrázek 7 Uspořádání trubek

4.6 Přepočet v HTRI

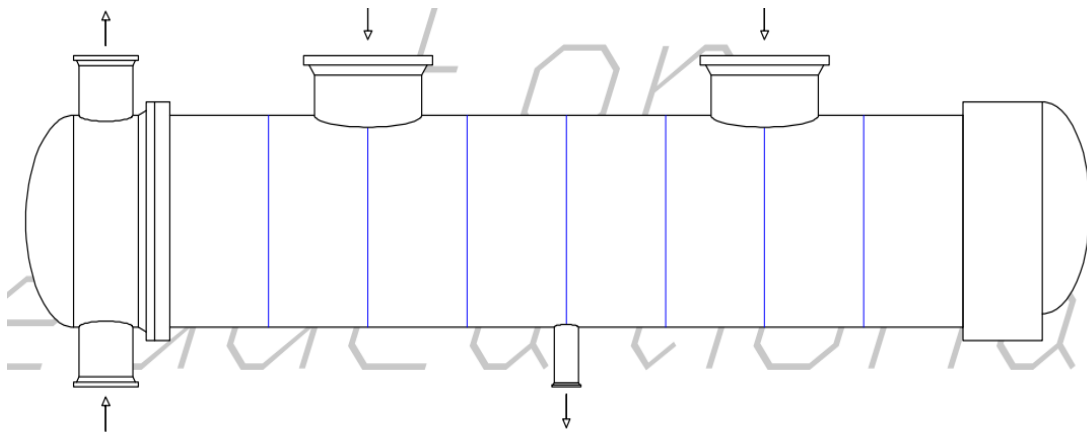
HTRI Xchanger Suite je výpočtový software určený k návrhu zařízení pro výměnu tepelné energie. Program umožňuje návrh několika druhů výměníků jako jsou svazkové, deskové, spirálové výměníky nebo vzduchové chladiče. Pro řešený případ je použita vestavba Xist pro výměníky se svazkem trubek v plášti. HTRI také obsahuje několik možných metod výpočtu (rating, simulation a design). V tomto případě je nejvhodnější použití metody rating, která provádí kontrolní výpočet pro dříve geometricky určený výměník.

Do výpočtu jsou zadány vlastnosti obou pracovních látek. V případě topné vody se jedná o hmotnostní průtok, vstupní a výstupní teplotu a provozní tlak. U páry to je vstupní tlak a suchost páry. Ta byla určena z nastavy XSteam programu Excel na základě znalosti entalpie páry a tlaku páry ($x=f(p,i)$). Dalším krokem je zohlednění zanášení. V předchozích výpočtech je použit koeficient zanesení k upřesnění výsledného součinitele prostupu tepla. V HTRI se vliv zanášení řeší přes zanášecí odpor. Pro tento případ je jeho hodnota zvolena tak, aby odpovídala dříve použitému koeficientu zanesení $k=0,9$. Dále je zadána geometrie trubek (vnější průměr, tloušťka, rozteč a úhel).

PERFORMANCE OF ONE UNIT					
Fluid allocation		Shell Side		Tube Side	
Fluid name		Vapor		Water	
Fluid quantity, Total	kg/s			569,4444	
Temperature (In/Out)	C			50	81
Vapor weight fraction (In/Out)		0,98476	0	0	0
Inlet pressure	kPa	59,3		1600	

Obrázek 8 Prostředí v HTRI

Poté došlo k nastavení celkové geometrie výměníku. Typ výměníku podle specifikace TEMA je zvolen jako BXM. S vnějším průměrem pláště 2200 mm a vnějším průměrem vodních komor 1700 mm. Dále je zvolena velikost, umístění a počet hrdel. Pro přívod a odvod topné vody je zvolena stejná hrdla. Pro přívod páry jsou použita dvě stejná hrdla tak, aby rychlost páry na vstupu nepřesahovala 45 m/s. Pro odvod kondenzátu je použito hrdlo tak, aby výstupní rychlost nepřesahovala 0,7 m/s [13].



Obrázek 9 Rozmístění hrdel

Dalším krokem bylo nastavení rozložení teplosměnných trubek ve svazku. Zde dochází k problému s chladičem parovzdušné směsi. V reálném výměníku se v chladiči předpokládá stejná vstupní a výstupní teplota oběhové vody. To znamená, že zde nedochází k výměně tepla, jelikož se uvažuje, že na trubkách chladiče nedochází ke kondenzaci vody z důvodu koncentrace nekondenzujících plynů. Dojde k rozdělení hmotnostní toku topné vody vstupujícího do prvního tahu mezi trubky chladiče a trubky kondenzační části (4.6-53). Poté dojde ke smíšení obou proudů v obrátové komoře před vstupem do druhého tahu.

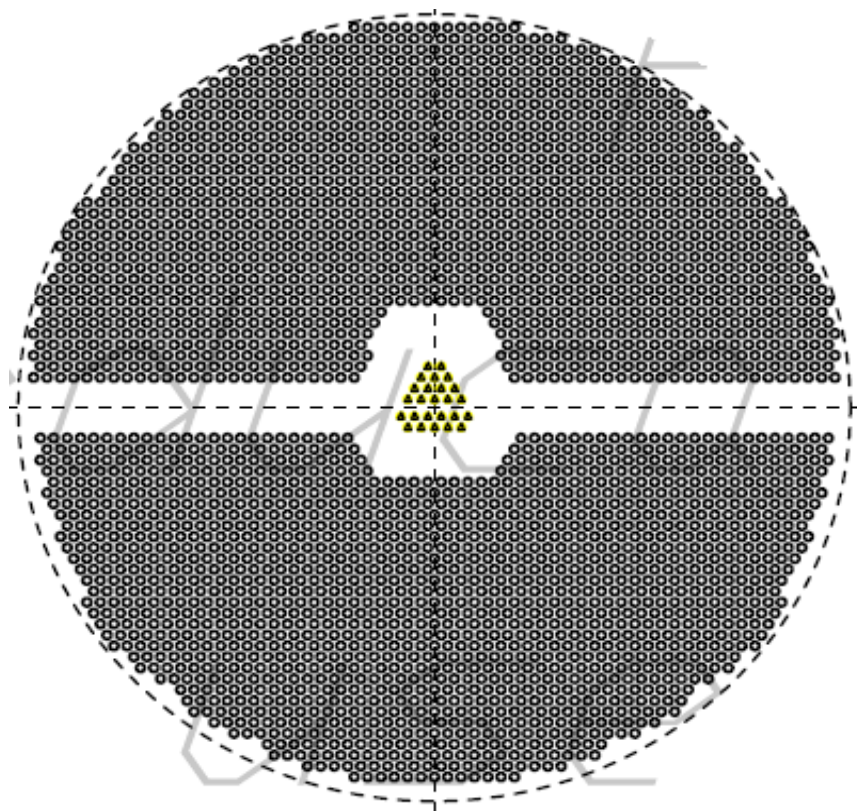
$$m_{vch} = \frac{m_v}{n_{trch} + n_{trt1}} \cdot n_{trch} = \frac{569,444}{33 + 1462} \cdot 33 = 12,570 \frac{kg}{s} \quad (4.6-53)$$

$$m_{vt1} = m_v - m_{vch} = 569,444 - 12,570 = 556,874 \frac{kg}{s}$$

kde:

- m_{vch} je hmotnostní průtok chladičem [kg/s]
- m_{vt1} je hmotnostní průtok kondenzační části prvního tahu [kg/s]
- m_v je celkový jmenovitý průtok výměníkem [kg/s]
- n_{trch} je počet trubek chladiče [ks]
- n_{trt1} je počet trubek kondenzační části prvního tahu [ks]

Jelikož HTRI neumožňuje ve výpočtu nastavení neaktivních trubek, a celkově má tvorba sítě v programu různá omezení, je zvoleno následující řešení. Místo chladiče parovzdušné směsi, jsou do středu svazku umístěny fiktivní tyče, které mají stejnou geometrii jako ostatní trubky ve svazku. Těmito tyčemi neprochází žádný hmotnostní průtok a neúčastní se výměny tepla. Rozmístění a počet trubek kondenzační části prvního a druhého tahu, je zachován jako na Obrázku 6. V porovnání s reálným výměníkem je následkem proudění většího množství vody o něco větší rychlosti v prvním tahu a tím dochází k úměrnému zvětšení topné páry. Toto zjednodušení má minimální vliv na určení výsledné potřebné teplosměnné plochy.



Obrázek 10 Rozložení trubek v HTRI

V dalším kroku byly prováděny výpočty a upravována zadaná délka teplosměnných trubek tak, aby bylo dosaženo požadovaného výkonu výměníku. Na základě výsledků je zjištěna výsledná efektivní délka trubek $L_{ef} = 8,906$ m. Podrobné výsledky výpočtu jsou uvedeny v Příloze 2.

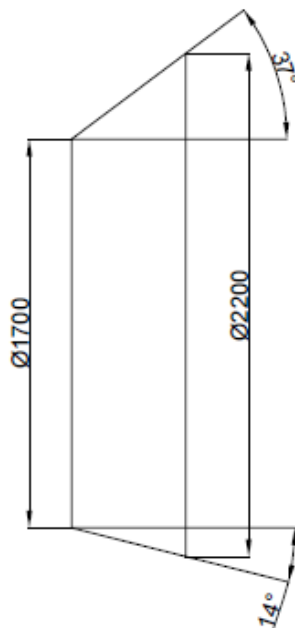
5 Konstrukční řešení

Topný ohřívák je konstruován jako horizontální, celosvařovaný na straně pláště s pevnými trubkovnicemi. Návrhový výkres ohříváku je vytvořen v programu Autodesk AutoCAD 2021 a uveden v Příloze 3.

5.1 Konstrukční řešení pláště

Celý plášť výměníku se skládá z válcové části o průměru 2200 mm, dvou koncentrických přechodů, dvou válcových částí o průměru 1700 mm a dvou trubkovnic. Všechny tyto díly jsou spojeny svarovým spojem. Všechny části kromě trubkovnic jsou navrženy z uhlíkaté oceli P265GH a budou stočeny a svařeny z plechu o tloušťce 16 mm.

Koncentrické přechody jsou zde umístěny z důvodu vyosení pláště (125 mm) a zajištění dostatečné vzdálenosti vstupu páry od svazku trubek tak, aby nebyla nutná ochrana prvních řad svazku. Tato vzdálenost by měla být na základě doporučení jedna třetina průměru vstupního hrdla. Přechod má délku 500 mm a větší poloviční vrcholový úhle $\alpha = 37^\circ$.



Obrázek 11 Náčrtek koncentrického přechodu

Na plášť jsou napojena dvě parní hrdla a hrdlo určené k připojení sběrače kondenzátu sloužícího k regulaci ohříváku. Parní hrdla jsou navržena tak, aby rychlost vstupující páry nepřesahovala maximální dovolenou hodnotu 45 m/s [13]. Jsou zvolena hrdla s vnějším průměrem 1219 mm a tloušťkou stěny 16 mm. Navržené hodnoty jsou překontrolovány vztahem 5.1-1.

$$w_p = \frac{4 \cdot m_p}{\rho_p \cdot \pi \cdot 2 \cdot (d_e - 2 \cdot t_b)^2} \quad (5.1-1)$$

$$w_p = \frac{4 \cdot 32.69}{0.368 \cdot \pi \cdot 2 \cdot (1.219 - 2 \cdot 0.016)^2} = 40.174 \text{ m/s}$$

kde:

hustota páry na vstupu: $\rho_p = 0,368 \text{ kg/m}^3$
hmotnostní průtok páry: $m_p = 32,69 \text{ kg/s}$

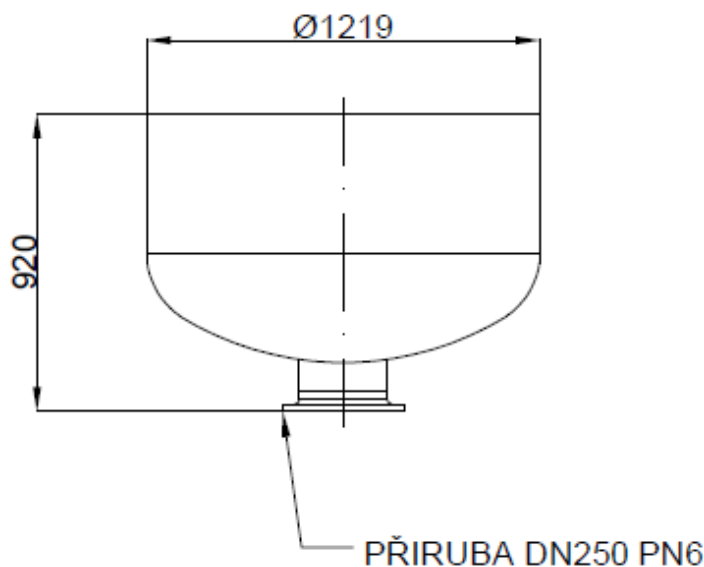
Hrdlo sloužící k přivaření sběrače kondenzátu má stejný průměr a tloušťku jako přírodní hrdla páry. Samotný sběrač kondenzátu je poté tvořen válcovým pláštěm o průměru 1219 mm a tloušťkou stěny 16 mm, torosférickým dnem opatřeným hrdlem a krkovou přírubou (DN250 PN6) pro výstup kondenzátu [14]. Maximální dovolená rychlost vystupujícího kondenzátu je 0,7 m/s [13]. Hrdlo vsazené v torosférickém dně má průměr 273 mm a tloušťku stěny 6,3 mm. Navržené hodnoty jsou překontrolovány vztahem 5.1-2.

$$w_k = \frac{4 \cdot m_k}{\rho_k \cdot \pi \cdot (d_e - 2 \cdot t_b)^2} \quad (5.1-2)$$

$$w_k = \frac{4 \cdot 32,69}{968,197 \cdot \pi \cdot (0,273 - 2 \cdot 0,0063)^2} = 0,634 \text{ m/s}$$

kde:

hustota kondenzátu na výstupu: $\rho_k = 968,197 \text{ kg/m}^3$
hmotnostní průtok kondenzátu: $m_k = 32,69 \text{ kg/s}$



Obrázek 12 Náčrty sběrný kondenzátu

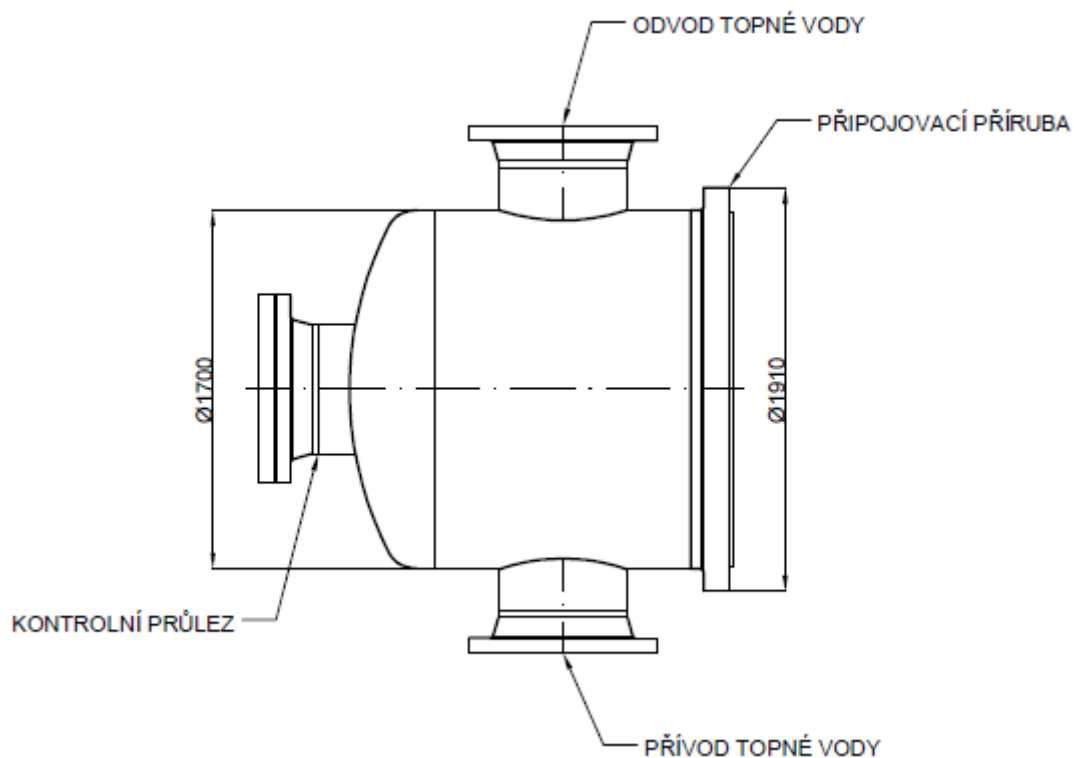
Součástí pláště jsou také dvě trubkovnice, které jsou k plášti přivařeny. Trubkovnice slouží k uchycení teplosměnných trubek a oddělení prostoru pláště s prostorem vodních komor. Jejich návrh a následně také pevnostní výpočet je proveden ve výpočtovém programu Sant'Ambrogio poskytnutém firmou Provyko s.r.o. Hlavní parametry trubkovnice jsou uvedeny v Tabulce 20.

Tabulka 20 Hlavní rozměry trubkovnice

materiál	P295GH
vnější průměr	1910 mm
tloušťka	80 mm
průměr roztečné kružnice	1830 mm

5.2 Konstrukční řešení vodních komor

Navrhovaný ohřívák má dvě vodní komory (přední a zadní). Obě komory se skládají z válcového pláště o průměru 1700 mm a tloušťkou stěny 25 mm, torosférického dna (DN 1200) a připojovací přírubou. Dna jsou opatřena hrdly, o vnějším průměru 610 mm a tloušťce stěny 25 mm, sloužícími jako kontrolní průlezy. Na hrdle je přivařena krková příruba (DN600 PN40) a uzavřena zaslepovací přírubou (DN600 PN40) [14]. Na přední vodní komoře jsou navíc umístěna hrdla sloužící ke vstupu a výstupu topné vody. Obě hrdla mají stejný vnější průměr 610 mm a tloušťku stěny 25 mm. Hrdla jsou opatřena krkovou přírubou (DN600 PN40) pro napojení na potrubí přívodu a odvodu topné vody [14].



Obrázek 13 Náčrtek přední vodní komory

Vstupní a výstupní hrdla musí být překontrolována na maximální dovolenou rychlost vody, při maximálním průtoku, na vstupu a výstupu do ohříváku, která je 3 m/s [13]. Na základě získaných rychlostí byla dopočtena, podle postupu uvedeného v kapitole 4, celková tlaková ztráta vody pro maximální průtok ($\Delta p_{z1max} = 67\,922,585$ Pa).

$$w_{v1} = \frac{4 \cdot m_{v1max}}{\rho_{v1} \cdot \pi \cdot (d_e - 2 \cdot t_b)^2} \quad (5.2-3)$$

$$w_{v1} = \frac{4 \cdot 611,111}{988,698 \cdot \pi \cdot (0,610 - 2 \cdot 0,025)^2} = 2,510 \text{ m/s}$$

$$w_{v2} = \frac{4 \cdot m_{v2max}}{\rho_{v2} \cdot \pi \cdot (d_e - 2 \cdot t_b)^2} \quad (5.2-4)$$

$$w_{v2} = \frac{4 \cdot 611,111}{971,847 \cdot \pi \cdot (0,610 - 2 \cdot 0.025)^2} = 2,553 \text{ m/s}$$

kde:

hustota vody na vstupu:	$\rho_{v1} = 988,698 \text{ kg/m}^3$
hustota vody na výstupu:	$\rho_{v2} = 971,847 \text{ kg/m}^3$
max. hmotnostní průtok vody na vstupu:	$m_{v1max} = 611,111 \text{ kg/s}$
max. hmotnostní průtok vody na výstupu:	$m_{v2max} = 611,111 \text{ kg/s}$

Připojovací příruby jsou navrženy jako krkové s úzkou těsnicí plochou. Jejich hlavní funkcí je připojení vodní komory k plášti pomocí šroubového spoje s trubkovnicí navařenou na plášti. Šroubový spoj je řešen svorníkovými šrouby o rozměru M36x310 [21]. Mezi těsnicí plochu příruby a trubkovnici je vloženo vhodné těsnění Spiratem123 zajišťující těsnost spoje [22]. Základní rozměry připojovacích přírub jsou uvedeny v Tabulce 21.

Tabulka 21 Hlavní rozměry připojovací příruby

materiál	P305GH
vnější průměr	1910 mm
tloušťka listu	120 mm
průměr roztečné kružnice	1830 mm
střední průměr těsnicí plochy	1672 mm
délka krku	61 mm
tloušťka krku u listu příruby	36 mm

6 Pevnostní výpočet

Kompletní pevnostní výpočet je proveden podle normy ČSN EN 13345-3 [16]. Výpočty jsou provedeny v programu PTC Mathcad Prime. Prvním krokem je zařazení použitých ocelí do materiálových skupin, dle normy ČSN EN 13345-2 [23], ze kterých se dále vychází.

6.1 Pevnostní výpočet pláště

Všechny komponenty pláště jsou vyrobeny stočením plechu o tloušťce 16 mm a z oceli P265GH, která spadá do skupiny materiálu 1.1 [23]. Hodnoty potřebných součinitelů a materiálové vlastnosti jsou brány z norem. Záporná výrobní tolerance δ byla určena z normy ČSN EN 10029 [18], která se zabývá mezními úchytkami rozměrů a tolerancí tvarů pro ocelové plechy válcované za tepla s tloušťkou od 3 mm. Součinitel svarového spoje je stanoven na základě normy ČSN EN 13445-5 [19] pojednávající o kontrole a zkoušení netopených tlakových nádob. Materiálové vlastnosti oceli P265GH byly brány z normy ČSN EN 10028-2 [17], která stanovuje vlastnosti pro vyšší teploty plochých výrobků z ocelí pro tlakové účely.

nejvyšší dovolená teplota:	TS = 200 °C
výpočtová teplota:	T = 200 °C
smluvní mez kluzu:	R _{eH} = 265 MPa
mez kluzu při TS:	R _{p0.2T} = 205 MPa
mez pevnosti (A = 22 %):	R _m = 410 MPa
součinitel svarového spoje:	z = 0.85
záporná výrobní tolerance:	δ = 0.7 mm
korozní přídavek:	c = 1 mm
nejvyšší dovolený vnější tlak:	PS _e = 0.1 MPa
výpočtový vnější tlak:	P _e = 0.1 MPa
nejvyšší dovolený tlak:	PS = 0.23 MPa
konstrukční tlak:	P _d = PS
hydrostatický tlak vody při TZ:	P _h = 0.02 MPa
výpočtový tlak:	P = 0.23 MPa

Maximální hodnoty dovoleného namáhání:

$$f_d = \min\left(\frac{R_{p0.2T}}{1.5}, \frac{R_m}{2.4}\right) = \min\left(\frac{205}{1.5}, \frac{410}{2.4}\right) = 136.667 \text{ MPa} \quad (6.1-1)$$

$$f_{d20} = \min\left(\frac{R_{eH}}{1.5}, \frac{R_m}{2.4}\right) = \min\left(\frac{265}{1.5}, \frac{410}{2.4}\right) = 170.8 \text{ MPa} \quad (6.1-2)$$

$$f_{test} = \frac{R_{p0.2}}{1.05} = \frac{265}{1.05} = 252.381 \text{ MPa} \quad (6.1-3)$$

Zkušební tlak:

$$P_T = \max \left(1.43 \cdot PS, 1.25 \cdot PS \cdot \frac{f_{d20}}{f_d} \right) \quad (6.1-4)$$

$$P_T = \max \left(1.43 \cdot 0.23, 1.25 \cdot 0.23 \cdot \frac{170.8}{136.667} \right)$$

$$P_T = 0.359 \text{ MPa}$$

Tlak pro tlakovou zkoušku, který je dán součtem zkušebního tlaku a hydrostatického tlaku vody:

$$P_{test} = P_T + P_h = 0.359 + 0.02 = 0.379 \text{ MPa} \quad (6.1-5)$$

6.1.1 Válcový plášť d=2200 mm

součinitel svarového spoje:	$z = 0.85$
záporná výrobní tolerance:	$\delta = 0.6 \text{ mm}$
korozní přídavek:	$c = 1 \text{ mm}$
vnější průměr skořepiny:	$D_e = 2200 \text{ mm}$
jmenovitá tloušťka stěny:	$e_n = 16 \text{ mm}$

Analyzovaná tloušťka stěny:

$$e_{as} = e_n - c - \delta = 16 - 1 - 0.6 = 14.4 \text{ mm} \quad (6.1-6)$$

Analyzovaná tloušťka stěny pro tlakovou zkoušku:

$$e_{ast} = e_n - \delta = 16 - 0.6 = 15.4 \text{ mm} \quad (6.1-7)$$

Střední průměr skořepiny:

$$D_m = D_e - e_{as} = 2200 - 14.4 = 2185.6 \text{ mm} \quad (6.1-8)$$

Střední průměr skořepiny pro tlakovou zkoušku:

$$D_{mt} = D_e - e_{ast} = 2200 - 15.4 = 2186.6 \text{ mm} \quad (6.1-9)$$

Vnitřní průměr skořepiny:

$$D_i = D_e - 2 \cdot e_{as} = 2200 - 2 \cdot 14.4 = 2171.2 \text{ mm} \quad (6.1-10)$$

Požadovaná minimální tloušťka stěny při vnitřním a ověření na maximální tlak:

$$e = \frac{P \cdot D_e}{2 \cdot f_d \cdot z + P} = \frac{0.23 \cdot 2200}{2 \cdot 136.667 \cdot 0.85 + 0.23} = 2.176 \text{ mm} \quad (6.1-11)$$

$$e \leq e_{as} \quad 2.176 \leq 14.4 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$$P_{max} = \frac{2 \cdot f_d \cdot z \cdot e_{as}}{D_m} = \frac{2 \cdot 136.667 \cdot 0.85 \cdot 14.4}{2185.6} = 1.531 \text{ MPa} \quad (6.1-12)$$

$$\frac{P}{P_{max}} = \frac{0.23}{1.531} = 0.15 \quad 0.15 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$$e_{test} = \frac{P_{test} \cdot D_e}{2 \cdot f_{test} \cdot z + P_{test}} = \frac{0.392 \cdot 2200}{2 \cdot 252.381 \cdot 0.85 + 0.392} = 1.706 \text{ mm} \quad (6.1-13)$$

$$e_{test} \leq e_{ast} \quad 1.706 \leq 15.4 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$$P_{maxt} = \frac{2 \cdot f_{test} \cdot z \cdot e_{ast}}{D_{mt}} = \frac{2 \cdot 252.381 \cdot 0.85 \cdot 15.4}{2186.6} = 3.022 \text{ MPa} \quad (6.1-14)$$

$$\frac{P_{test}}{P_{maxt}} = \frac{0.392}{3.022} = 0.13 \quad 0.13 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola pláště d=2200 mm k vnějšímu zatížení pro P_e.

nevyztužená délka skořepiny:	$L_n = 8906 \text{ mm}$
dovolené elastické mezní napětí	
pro skořepinu:	$\sigma_e = 205 \text{ MPa}$
modul pružnosti v tahu	
při výpočtové teplotě:	$E = 190496 \text{ MPa}$
Poissonova konstanta:	$\nu = 0.3$
součinitel bezpečnosti:	$S = 1.5$

Střední poloměr válcové skořepiny:

$$R = \frac{D_e - e_{as}}{2} = \frac{2200 - 14.4}{2} = 1092.8 \text{ mm} \quad (6.1-15)$$

Parametr Z:

$$Z = \frac{\pi \cdot R}{L_n} = \frac{\pi \cdot 1092.8}{8906} = 0.385 \quad (6.1-16)$$

Počet obvodových vln u nevyztužené části válcového pláště $n_{cyl} = 3$ [16].

Střední elastická poměrná obvodová deformace při zborcení:

$$\varepsilon = \frac{1}{n_{cyl}^2 - 1 + \frac{Z^2}{2}} \cdot \left(\frac{1}{\left(\frac{n_{cyl}^2}{Z^2} + 1\right)^2} + \frac{e_{as}^2}{12 \cdot R^2 \cdot (1 - \nu^2)} \cdot (n_{cyl}^2 - 1 + Z^2)^2 \right) \quad (6.1-17)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{3^2 - 1 + \frac{0.385^2}{2}} \cdot \left(\frac{1}{\left(\frac{3^2}{0.385^2} + 1\right)^2} + \frac{14.4^2}{12 \cdot 1092.8^2 \cdot (1 - 0.3^2)} \cdot (3^2 - 1 + 0.385^2)^2 \right) = 1.634 \cdot 10^{-4}$$

Tlak, při kterém střední obvodové napětí ve středu pole mezi výztuhami dosáhne meze kluzu, činí:

$$P_y = \frac{\sigma_e \cdot e_{as}}{R} = \frac{205 \cdot 14.4}{1092.8} = 2.701 \text{ MPa} \quad (6.1-18)$$

Teoretický tlak při elastické ztrátě stability válcové skořepiny bez imperfekcí:

$$P_m = \frac{E \cdot e_{as} \cdot \varepsilon}{R} = \frac{190496 \cdot 14.4 \cdot (1.634 \cdot 10^{-4})}{1092.8} = 0.41 \text{ MPa} \quad (6.1-19)$$

Následně se určí poměr P_m/P_y na základě kterého se odečte z grafu poměr P_r/P_y a dopočítá se výpočtová dolní mez tlak při zborcení.

$$P_r = P_y \cdot 0.076 = 2.701 \cdot 0.076 = 0.205 \text{ MPa} \quad (6.1-20)$$

Musí být splněna následující podmínka:

$$\frac{P_r}{S} > P_e \quad \frac{0.205}{1.5} = 0.137 > 0.1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Ověření pevnosti v místě připojení kolmých hrdel pro vstup páry a sběrný kondenzátu vůči výpočtovému tlaku P.

vnější průměr hrdla:

$d_{eb} = 1219 \text{ mm}$

jmenovitá tloušťka stěny:

$e_b = 16 \text{ mm}$

analyzovaná tloušťka stěny:

$e_{ab} = 14.4 \text{ mm}$

délka vnější části hrdla skořepiny:

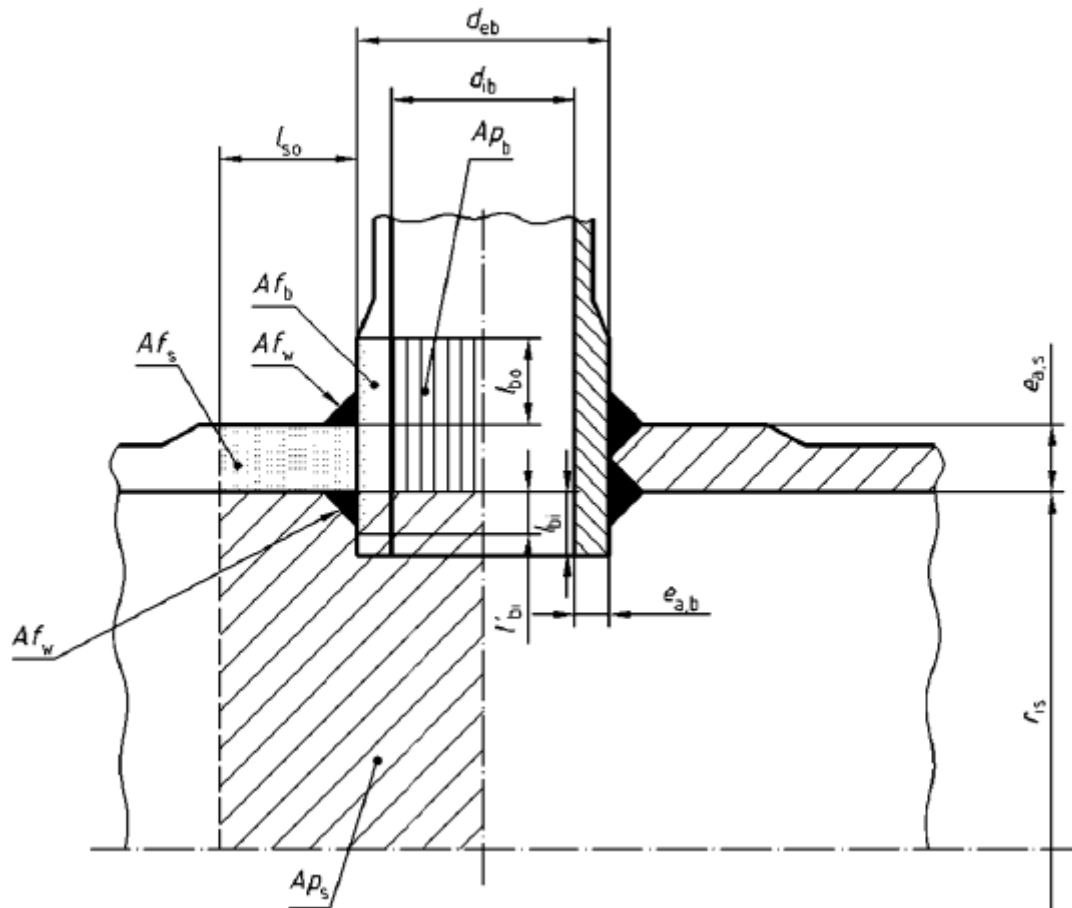
$l_b = 200 \text{ mm}$

délka skořepiny mezi okrajem
otvoru a skořepinovou diskontinuitou
délka vnitřní části hrdla:

$$l_s = 200 \text{ mm}$$

$$l_{bi} = 0 \text{ mm}$$

Výpočet zatížení kolmého vsazeného hrdla vychází z geometrie uvedené na Obrázku 14. V tomto případě nebude uvažováno zesílení tloušťky stěny pláště a hrdla, ale konstantní tloušťka v celé délce skořepiny a hrdla.



Obrázek 14 Válcová skořepina s osamoceným otvorem a vsazeným hrdlem [16]

Střední průměr hrdla:

$$d_{mb} = d_{eb} - e_{ab} = 1219 - 14.4 = 1204.6 \text{ mm} \quad (6.2-21)$$

Vnitřní průměr hrdla:

$$d_{ib} = d_{eb} - 2 \cdot e_{ab} = 1219 - 2 \cdot 14.4 = 1190.2 \text{ mm} \quad (6.2-22)$$

Maximální vyztužující délka vnější části hrdla:

$$l_{bo} = \sqrt{d_{mb} \cdot e_{ab}} = \sqrt{1204.6 \cdot 14.4} = 131.705 \text{ mm} \quad (6.2-23)$$

Efektivní vyztužující délka vnější části hrdla skořepiny:

$$l'_b = \min(l_{bo}, l_b) = \min(131.705, 200) = 131.705 \text{ mm} \quad (6.2-24)$$

Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny:

$$l_{so} = \sqrt{D_m \cdot e_{as}} = \sqrt{2185.6 - 14.4} = 177.405 \text{ mm} \quad (6.2-25)$$

Efektivní vyztužující délka skořepiny:

$$l'_s = \min(l_{so}, l_s) = \min(177.405, 200) = 177.405 \text{ mm} \quad (6.2-26)$$

Plocha zatížená tlakem:

$$A_{ps} = \frac{D_i}{2} \cdot \left(l'_s + \frac{d_{eb}}{2} \right) = \frac{2171.2}{2} \cdot \left(177.405 + \frac{1219}{2} \right) = 8.543 \cdot 10^5 \text{ mm}^2 \quad (6.2-27)$$

$$A_{pb} = 0.5 \cdot d_{ib} \cdot (l'_b + e_{as}) \quad (6.2-28)$$

$$A_{pb} = 0.5 \cdot 1190.2 \cdot (131.705 + 14.4) = 8.695 \cdot 10^4 \text{ mm}^2$$

Nosná plocha příčného průřezu účinná pro vyztužení:

$$A_{fs} = l'_s \cdot e_{as} = 177.405 \cdot 14.4 = 2555 \text{ mm}^2 \quad (6.2-29)$$

$$A_{fb} = (l'_b + e_{as}) \cdot e_{ab} = (131.705 + 14.4) \cdot 14.4 = 2104 \text{ mm}^2 \quad (6.2-30)$$

plocha příčného průřezu kout. svaru: $A_{fw} = 0 \text{ mm}^2$

dovolené namáhání mat. hrdla: $f_b = f_d$

dovolené namáhání mat. pláště: $f_s = f_d$

Maximální přípustný tlak:

$$P_{max} = \frac{(A_{fs} + A_{fw}) \cdot f_s + A_{fb} \cdot \min(f_s, f_b)}{(A_{ps} + A_{pb}) + 0.5 \cdot (A_{fs} + A_{fw} + A_{fb})} \quad (6.2-31)$$

$$P_{max} = \frac{(2555 + 0) \cdot 136.667 + 2104 \cdot 136.667}{(854300 + 86950) + 0.5 \cdot (2555 + 0 + 2104)} = 0.675 \text{ MPa}$$

$$\frac{P}{P_{max}} = \frac{0.23}{0.675} = 0.341 \quad 0.341 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Ověření pevnosti v místě připojení sběrný kondenzátu vůči tlakové zkoušce.

Pro ověření pevnosti připojení hrdel a sběrný kondenzátu je nutné ověřit pouze připojení sběrný kondenzátu. Důvodem je, že v tomto místě bude nejvyšší hydrostatický tlak vody při tlakové zkoušce. Pro připojení parních hrdel by byl postup stejný, pouze s nižším testovacím tlakem.

vnější průměr hrdla:	$d_{eb} = 1219 \text{ mm}$
jmenovitá tloušťka stěny:	$e_b = 16 \text{ mm}$
analyzovaná tloušťka stěny:	$e_{abt} = 15.4 \text{ mm}$
délka vnější části hrdla skořepiny:	$l_b = 200 \text{ mm}$
délka skořepiny mezi okrajem otvoru a skořepinovou diskontinuitou	$l_s = 200 \text{ mm}$
délka vnitřní části hrdla:	$l_{bi} = 0 \text{ mm}$
hydrostatický tlak vody při TZ:	$P_h = 0.03 \text{ MPa}$

Tlak pro tlakovou zkoušku:

$$P_{test} = P_T + P_h = 0.359 + 0.03 = 0.389 \text{ MPa} \quad (6.2-32)$$

Střední průměr hrdla:

$$d_{mbt} = d_{eb} - e_{abt} = 1219 - 15.4 = 1203.6 \text{ mm} \quad (6.2-33)$$

Vnitřní průměr hrdla:

$$d_{ibt} = d_{eb} - 2 \cdot e_{abt} = 1200 - 2 \cdot 15.4 = 1169.2 \text{ mm} \quad (6.2-34)$$

Maximální vyztužující délka vnější části hrdla:

$$l_{bot} = \sqrt{d_{mbt} \cdot e_{abt}} = \sqrt{1203.6 \cdot 15.4} = 136.145 \text{ mm} \quad (6.2-35)$$

Efektivní vyztužující délka vnější části hrdla skořepiny:

$$l'_{bt} = \min(l_{bot}, l_b) = \min(136.145, 200) = 136.145 \text{ mm} \quad (6.2-36)$$

Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny:

$$l_{sot} = \sqrt{D_{mt} \cdot e_{ast}} = \sqrt{2184.6 - 15.4} = 183.42 \text{ mm} \quad (6.2-37)$$

Efektivní vyztužující délka skořepiny:

$$l'_{st} = \min(l_{so}, l_s) = \min(183.42, 200) = 183.42 \text{ mm} \quad (6.2-38)$$

Plocha zatížená tlakem:

$$A_{pst} = \frac{D_{it}}{2} \cdot \left(l'_{st} + \frac{d_{eb}}{2} \right) = \frac{2169.2}{2} \cdot \left(183.42 + \frac{1219}{2} \right) = 8.46 \cdot 10^5 \text{ mm}^2 \quad (6.2-39)$$

$$A_{pbt} = 0.5 \cdot d_{ibt} \cdot (l'_{bt} + e_{ast}) \quad (6.2-40)$$

$$A_{pbt} = 0.5 \cdot 1188.2 \cdot (136.145 + 15.4) = 9.003 \cdot 10^4 \text{ mm}^2$$

Nosná plocha příčného průřezu účinná pro vyztužení:

$$A_{fst} = l'_{st} \cdot e_{ast} = 183.42 \cdot 15.4 = 2825 \text{ mm}^2 \quad (6.2-41)$$

$$A_{fbt} = (l'_{bt} + e_{ast}) \cdot e_{abt} = (136.145 + 15.4) \cdot 15.4 = 2334 \text{ mm}^2 \quad (6.2-42)$$

plocha příčného průřezu kout. svaru:	$A_{fwt} = 0 \text{ mm}^2$
dovolené namáhání mat. hrdla:	$f_{btest} = f_{test}$
dovolené namáhání mat. pláště:	$f_{stest} = f_{test}$

Maximální přípustný tlak:

$$P_{maxt} = \frac{(A_{fst} + A_{fwt}) \cdot f_{test} + A_{fbt} \cdot \min(f_{btest}, f_{stest})}{(A_{pst} + A_{pbt}) + 0.5 \cdot (A_{fst} + A_{fwt} + A_{fbt})} \quad (6.2-43)$$

$$P_{maxt} = \frac{(2825 + 0) \cdot 252.381 + 2334 \cdot 252.381}{(846000 + 90030) + 0.5 \cdot (2825 + 0 + 2334)} = 1.367 \text{ MPa}$$

$$\frac{P_{test}}{P_{maxt}} = \frac{0.389}{1.367} = 0.285 \quad 0.285 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

6.1.2 Válcový plášť d=1700 mm

součinitel svarového spoje:	$z = 0.85$
záporná výrobní tolerance:	$\delta = 0.6 \text{ mm}$
korozní přídavek:	$c = 1 \text{ mm}$
vnější průměr skořepiny:	$D_e = 1700 \text{ mm}$
jmenovitá tloušťka stěny:	$e_n = 16 \text{ mm}$
Analyzovaná tloušťka stěny:	

$$e_{as} = e_n - c - \delta = 16 - 1 - 0.6 = 14.4 \text{ mm} \quad (6.1-44)$$

Analyzovaná tloušťka stěny pro tlakovou zkoušku:

$$e_{ast} = e_n - \delta = 16 - 0.6 = 15.4 \text{ mm} \quad (6.1-45)$$

Střední průměr skořepiny:

$$D_m = D_e - e_{as} = 1700 - 14.4 = 1685.6 \text{ mm} \quad (6.1-46)$$

Střední průměr skořepiny pro tlakovou zkoušku:

$$D_{mt} = D_e - e_{ast} = 1700 - 15.4 = 1684.6 \text{ mm} \quad (6.1-47)$$

Vnitřní průměr skořepiny:

$$D_i = D_e - 2 \cdot e_{as} = 1700 - 2 \cdot 14.4 = 1671.2 \text{ mm} \quad (6.1-48)$$

Požadovaná minimální tloušťka stěny při vnitřním zatížení a ověření na maximální tlak:

$$e = \frac{P \cdot D_e}{2 \cdot f_d \cdot z + P} = \frac{0.23 \cdot 1700}{2 \cdot 136.667 \cdot 0.85 + 0.23} = 1.681 \text{ mm} \quad (6.1-49)$$

$$e \leq e_{as} \quad 1.681 \leq 14.4 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$$P_{max} = \frac{2 \cdot f_d \cdot z \cdot e_{as}}{D_m} = \frac{2 \cdot 136.667 \cdot 0.85 \cdot 14.4}{1685.6} = 1.985 \text{ MPa} \quad (6.1-50)$$

$$\frac{P}{P_{max}} = \frac{0.23}{1.985} = 0.116 \quad 0.116 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$$e_{test} = \frac{P_{test} \cdot D_e}{2 \cdot f_{test} \cdot z + P_{test}} = \frac{0.392 \cdot 1700}{2 \cdot 252.381 \cdot 0.85 + 0.392} = 1.318 \text{ mm} \quad (6.1-51)$$

$$e_{test} \leq e_{ast} \quad 1.318 \leq 15.4 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$$P_{maxt} = \frac{2 \cdot f_{test} \cdot z \cdot e_{ast}}{D_{mt}} = \frac{2 \cdot 252.381 \cdot 0.85 \cdot 15.4}{1684.6} = 3.918 \text{ MPa} \quad (6.1-52)$$

$$\frac{P_{test}}{P_{maxt}} = \frac{0.392}{3.918} = 0.1 \quad 0.1 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola pláště d=1700 mm k vnějšímu zatížení pro P_e .

nevztažená délka skořepiny: $L_n = 8906 \text{ mm}$

dovolené elastické mezní hodnoty

pro skořepinu: $\sigma_e = 205 \text{ MPa}$

modul pružnosti v tahu

při výpočtové teplotě: $E = 190496 \text{ MPa}$

Poissonova konstanta: $\nu = 0.3$

součinitel bezpečnosti: $S = 1.5$

Střední poloměr válcové skořepiny:

$$R = \frac{D_e - e_{as}}{2} = \frac{1700 - 14.4}{2} = 842.8 \text{ mm} \quad (6.1-53)$$

Parametr Z:

$$Z = \frac{\pi \cdot R}{L_n} = \frac{\pi \cdot 842.8}{8906} = 0.297 \quad (6.1-54)$$

Počet obvodových vln u nevyztužené části válcového pláště $n_{cyl} = 3$ [16].
Střední elastická poměrná obvodová deformace při zborcení:

$$\varepsilon = \frac{1}{n_{cyl}^2 - 1 + \frac{Z^2}{2}} \cdot \left(\frac{1}{\left(\frac{n_{cyl}^2}{Z^2} + 1 \right)^2} + \frac{e_{as}^2}{12 \cdot R^2 \cdot (1 - \nu^2)} \cdot (n_{cyl}^2 - 1 + Z^2)^2 \right) \quad (6.1-55)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{3^2 - 1 + \frac{0.297^2}{2}} \cdot \left(\frac{1}{\left(\frac{3^2}{0.297^2} + 1 \right)^2} + \frac{14.4^2}{12 \cdot 842.8^2 \cdot (1 - 0.3^2)} \cdot (3^2 - 1 + 0.297^2)^2 \right) = 2.292 \cdot 10^{-4}$$

Tlak, při kterém střední obvodové napětí ve středu pole mezi výztuhami dosáhne meze kluzu, činí:

$$P_y = \frac{\sigma_e \cdot e_{as}}{R} = \frac{205 \cdot 14.4}{842.8} = 3.503 \text{ MPa} \quad (6.1-56)$$

Teoretický tlak při elastické ztrátě stability válcové skořepiny bez imperfekcí:

$$P_m = \frac{E \cdot e_{as} \cdot \varepsilon}{R} = \frac{190496 \cdot 14.4 \cdot (2.292 \cdot 10^{-4})}{842.8} = 0.746 \text{ MPa} \quad (6.1-57)$$

Následně se určí poměr P_m/P_y na základě kterého se odečte z grafu poměr P_r/P_y a dopočítá se výpočtová dolní mez tlak při zborcení.

$$P_r = P_y \cdot 0.107 = 3.503 \cdot 0.107 = 0.373 \text{ MPa} \quad (6.1-58)$$

Musí být splněna následující podmínka:

$$\frac{P_r}{S} > P_e \quad \frac{0.373}{1.5} = 0.249 > 0.1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

6.1.3 Pevnostní výpočet koncentrického přechodu

Koncentrický přechod je vyroben z oceli P265GH a platí pro něj stejné vstupní hodnoty jako u obou průměrů pláště.

vnější průměr skořepiny – velký konec:	$D_e = 2200 \text{ mm}$
vnější průměr skořepiny – malý konec:	$d_e = 1700 \text{ mm}$
jmenovitá tloušťka stěny válce:	$e_n = 16 \text{ mm}$
analyzovaná tloušťka stěny:	$e_{na} = 14.4 \text{ mm}$
analyz. tl. stěny pro tlakovou zkoušku:	$e_{nat} = 15.4 \text{ mm}$
tloušťka stěny kužele:	$e_{con} = 16 \text{ mm}$
analyzovaná tloušťka stěny kužele:	$e_{cona} = 14.4 \text{ mm}$
analyz. tl. stěny kužele pro tlakovou zkoušku:	$e_{conat} = 15.4 \text{ mm}$
větší poloviční kuželový úhel:	$\alpha = 37^\circ$

Kontrola při vnitřním zatížení v místě velkého průměru pro výpočtový tlak P.

Střední průměr válcového pláště v místě styku s kuželovým:

$$D_c = D_e - e_{na} = 2200 - 14.4 = 2185.6 \text{ mm} \quad (6.1-59)$$

Střední průměr kuželového pláště:

$$D_m = D_e - e_{cona} = 2200 - 14.4 = 2185.6 \text{ mm} \quad (6.1-60)$$

Volená hodnota požadované tloušťky stěny v místě styku u větší podstavy kužele. Tato hodnota bude později dopočítaná a zpětně dosazena. V následujícím vzorci pro součinitel β je dosazena konečná hodnota e_j .

$$\beta = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{\frac{D_c}{e_j}} \cdot \frac{\tan \alpha}{1 + \frac{1}{\sqrt{\cos \alpha}}} - 0.15 \quad (6.1-61)$$

$$\beta = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{\frac{2185.6}{4.519}} \cdot \frac{\tan 37^\circ}{1 + \frac{1}{\sqrt{\cos 37^\circ}}} - 0.15 = 2.457$$

$$e_j = \frac{P \cdot D_c \cdot \beta}{2 \cdot f_d} = \frac{0.23 \cdot 2185.6 \cdot 2.457}{2 \cdot 136.667} = 4.519 \text{ mm} \quad (6.1-62)$$

Následně se určí maximální přípustný tlak. To jako minimální hodnota z tlaků $P_{\max a}$, $P_{\max b}$ a $P_{\max g}$. Kde $P_{\max a}$ je tlak určený při výpočtu válcového pláště $d = 2200 \text{ mm}$ (6.1-12).

$$P_{\max b} = \frac{2 \cdot f_d \cdot z \cdot e_{\text{cona}} \cdot \cos \alpha}{D_m} \quad (6.1-63)$$

$$P_{\max b} = \frac{2 \cdot 136.667 \cdot 0.85 \cdot 14.4 \cdot \cos 37^\circ}{2185.6} = 1.223 \text{ MPa}$$

$$P_{\max g} = \frac{2 \cdot f_d \cdot e_{\text{cona}}}{\beta \cdot D_c} = \frac{2 \cdot 136.667 \cdot 14.4}{2.457 \cdot 2185.6} = 0.733 \text{ MPa} \quad (6.1-64)$$

$$P_{\max} = \min(P_{\max a}, P_{\max b}, P_{\max g}) = 0.733 \text{ MPa} \quad (6.1-65)$$

$$\frac{P}{P_{\max}} = \frac{0.23}{0.733} = 0.314 \quad 0.314 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola při vnitřním zatížení v místě malého průměru pro výpočtový tlak P.

Střední průměr válcového pláště v místě styku s kuželovým:

$$d_c = d_e - e_{na} = 1700 - 14.4 = 1685.6 \text{ mm} \quad (6.1-66)$$

Součinitel s:

$$s = \frac{e_{\text{cona}}}{e_{na}} = \frac{14.4}{14.4} = 1 \quad (6.1-67)$$

Součinitel τ :

$$\tau = 1 + \sqrt{s \cdot \left(\frac{1 + s^2}{2 \cdot \cos \alpha} \right)} = 1 + \sqrt{1 \cdot \left(\frac{1 + 1^2}{2 \cdot \cos 37^\circ} \right)} = 2.119 \quad (6.1-68)$$

Součinitel β_h :

$$\beta_h = 0.4 \cdot \sqrt{\frac{d_c}{e_{na}}} \cdot \frac{\tan \alpha}{\tau} + 0.5 = 0.4 \cdot \sqrt{\frac{1685.6}{14.4}} \cdot \frac{\tan 37^\circ}{2.119} + 0.5 = 2.039 \quad (6.1-69)$$

Maximální dovolený tlak P_{\max} :

$$P_{\max} = \frac{2 \cdot f_d \cdot z \cdot e_{na}}{d_c \cdot \beta_h} = \frac{2 \cdot 136.667 \cdot 0.85 \cdot 14.4}{1685.6 \cdot 2.039} = 0.973 \text{ MPa} \quad (6.1-70)$$

$$\frac{P}{P_{\max}} = \frac{0.23}{0.973} = 0.257 \quad 0.257 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola při vnitřním zatížení v místě velkého průměru pro tlak tlakové zkoušky P_{test} .

Střední průměr válcového pláště v místě styku s kuželovým:

$$D_{ct} = D_e - e_{nat} = 2200 - 15.4 = 2184.6 \text{ mm} \quad (6.1-71)$$

Střední průměr kuželového pláště:

$$D_m = D_e - e_{conat} = 2200 - 15.4 = 2184.6 \text{ mm} \quad (6.1-72)$$

Volená hodnota požadované tloušťky stěny v místě styku u větší podstavy kužele. Tato hodnota bude později dopočítaná a zpětně dosazena. V následujícím vzorci pro součinitel β je dosazena konečná hodnota e_j .

$$\beta = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{\frac{D_{ct}}{e_j}} \cdot \frac{\tan \alpha}{1 + \frac{1}{\sqrt{\cos \alpha}}} - 0.15 \quad (6.1-73)$$

$$\beta = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{\frac{2184.6}{4.283}} \cdot \frac{\tan 37^\circ}{1 + \frac{1}{\sqrt{\cos 37^\circ}}} - 0.15 = 2.527$$

$$e_j = \frac{P_{\text{test}} \cdot D_{ct} \cdot \beta}{2 \cdot f_{\text{test}}} = \frac{0.392 \cdot 2184.6 \cdot 2.527}{2 \cdot 252.381} = 4.283 \text{ mm} \quad (6.1-74)$$

Následně se určí maximální přípustný tlak. To jako minimální hodnota z tlaků $P_{\max at}$, $P_{\max bt}$ a $P_{\max gt}$. Kde $P_{\max at}$ je tlak určený při výpočtu válcového pláště $d = 2200 \text{ mm}$ (6.1-14).

$$P_{\max bt} = \frac{2 \cdot f_{\text{test}} \cdot z \cdot e_{conat} \cdot \cos \alpha}{D_{mt}} \quad (6.1-75)$$

$$P_{\max bt} = \frac{2 \cdot 252.381 \cdot 0.85 \cdot 15.4 \cdot \cos 37^\circ}{2184.6} = 2.415 \text{ MPa}$$

$$P_{maxgt} = \frac{2 \cdot f_{test} \cdot e_{conat}}{\beta \cdot D_{ct}} = \frac{2 \cdot 252.381 \cdot 15.4}{2.527 \cdot 2184.6} = 1.408 \text{ MPa} \quad (6.1-76)$$

$$P_{maxt} = \min(P_{maxat}, P_{maxbt}, P_{maxgt}) = 1.223 \text{ MPa} \quad (6.1-77)$$

$$\frac{P_{test}}{P_{maxt}} = \frac{0.392}{1.223} = 0.32 \quad 0.32 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola při vnitřním zatížení v místě malého průměru pro tlak tlakové zkoušky P_{test} .

Střední průměr válcového pláště v místě styku s kuželovým:

$$d_{ct} = d_e - e_{nat} = 1700 - 15.4 = 1684.6 \text{ mm} \quad (6.1-78)$$

Součinitel s :

$$s = \frac{e_{cona}}{e_{na}} = \frac{15.4}{15.4} = 1 \quad (6.1-79)$$

Součinitel τ :

$$\tau = 1 + \sqrt{s \cdot \left(\frac{1 + s^2}{2 \cdot \cos \alpha} \right)} = 1 + \sqrt{1 \cdot \left(\frac{1 + 1^2}{2 \cdot \cos 37^\circ} \right)} = 2.119 \quad (6.1-80)$$

Součinitel β_h :

$$\beta_h = 0.4 \cdot \sqrt{\frac{d_{ct}}{e_{nat}} \cdot \frac{\tan \alpha}{\tau}} + 0.5 = 0.4 \cdot \sqrt{\frac{1684.6}{15.4} \cdot \frac{\tan 37^\circ}{2.119}} + 0.5 = 1.988 \quad (6.1-81)$$

Maximální dovolený tlak P_{max} :

$$P_{maxt} = \frac{2 \cdot f_{test} \cdot z \cdot e_{nat}}{d_{ct} \cdot \beta_h} = \frac{2 \cdot 252.381 \cdot 0.85 \cdot 15.4}{1684.6 \cdot 1.988} = 1.973 \text{ MPa} \quad (6.1-82)$$

$$\frac{P_{test}}{P_{maxt}} = \frac{0.392}{1.973} = 0.198 \quad 0.198 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola vnějšího zatížení tlakem P_e .

nevzdušená délka skořepiny:
dovolené elastické mezní hodnoty
pro skořepinu:
modul pružnosti v tahu:
Poissonova konstanta:

$L_n = 8406 \text{ mm}$
 $\sigma_e = 205 \text{ MPa}$
 $E = 190496 \text{ MPa}$
 $\nu = 0.3$

součinitel bezpečnosti: $S = 1.5$

Vnitřní průměr v místě připojení většího pláště:

$$D_i = D_e - 2 \cdot e_n = 2200 - 2 \cdot 16 = 2168 \text{ mm} \quad (6.1-83)$$

Vnitřní průměr v místě připojení menšího pláště:

$$d_i = d_e - 2 \cdot e_n = 1700 - 2 \cdot 16 = 1668 \text{ mm} \quad (6.1-84)$$

Maximální poloměr kuželové skořepiny pro kontrolu zborcení mezi výztuhami:

$$R_{max} = \frac{D_i}{2} + \frac{\frac{e_n + c + \delta}{2}}{\cos \alpha} = \frac{2168}{2} + \frac{\frac{16 + 1 + 0.6}{2}}{\cos 37^\circ} = 1095.019 \text{ mm} \quad (6.1-85)$$

Střední poloměr kuželové skořepiny pro kontrolu zborcení mezi výztuhami:

$$R_n = \frac{D_i + d_i}{4} + \frac{\frac{e_n + c + \delta}{2}}{\cos \alpha} = \frac{2168 + 1668}{4} + \frac{\frac{16 + 1 + 0.6}{2}}{\cos 37^\circ} = 970.019 \text{ mm} \quad (6.1-86)$$

Střední elastická poměrná obvodová deformace při zborcení $\varepsilon = 0.00024$ byla určena z grafu 8.5-3 [16].

Tlak, při kterém střední obvodové napětí ve středu pole mezi výztuhami dosáhne meze kluzu:

$$P_y = \frac{\sigma_e \cdot e_{ana} \cdot \cos \alpha}{R_{max}} = \frac{205 \cdot 14.4 \cdot \cos 37^\circ}{1095.019} = 2.153 \text{ MPa} \quad (6.1-87)$$

Teoretický tlak při elastické ztrátě stability válcové skořepiny bez imperfekcí:

$$P_m = \frac{E \cdot e_{as} \cdot \varepsilon \cdot \cos \alpha}{R_n} = \frac{190496 \cdot 14.4 \cdot (1.634 \cdot 10^{-4}) \cdot \cos 37^\circ}{970.019} = 0.346 \text{ MPa} \quad (6.1-88)$$

Následně se určí poměr P_m/P_y na základě kterého se odečte z grafu 8.5-5 [16] poměr P_r/P_y a dopočítá se výpočtová dolní mez tlak při zborcení.

$$P_r = P_y \cdot 0.0805 = 2.153 \cdot 0.0805 = 0.173 \text{ MPa} \quad (6.1-89)$$

Musí být splněna následující podmínka:

$$\frac{P_r}{S} > P_e \quad \frac{0.173}{1.5} = 0.116 > 0.1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

6.2 Pevnostní výpočet vodní komory

Všechny komponenty vodní komory (plášť, hrdla a dno) jsou vyrobeny z materiálu P265GH, který spadá do skupiny materiálu 1.1 [23]. Pro plášť a hrdla je brána záporná výrobní tolerance z normy ČSN EN 10029 [18] a materiálové vlastnosti z normy ČSN EN 10028-2 [17]. Potřebné součinitele a materiálové vlastnosti torosférického dna jsou brány z normy ČSN EN 10253-2 [20] zabývající se potrubními tvarovkami.

nejvyšší dovolená teplota:	TS = 120 °C
výpočtová teplota:	T = 120 °C
smluvní mez kluzu [17]:	R _{eH} = 255 MPa
mez kluzu při TS [17]:	R _{p0.2T} = 225.2 MPa
mez pevnosti (A = 22 %) [17]:	R _m = 410 MPa
součinitel svarového spoje [19]:	z = 0.85
záporná výrobní tolerance [18]:	δ = 0.7 mm
korozní přídavek:	c = 1 mm
nejvyšší dovolený tlak:	PS = 2.35 MPa
konstrukční tlak:	P _d = PS
hydrostatický tlak vody:	P _h = 0.02 MPa

Výpočtový tlak:

$$P = P_d + P_h = 2.35 + 0.02 = 2.37 \text{ MPa} \quad (6.2-90)$$

Maximální hodnoty dovoleného namáhání:

$$f_d = \min\left(\frac{R_{p0.2T}}{1.5}, \frac{R_m}{2.4}\right) = \min\left(\frac{225.5}{1.5}, \frac{410}{2.4}\right) = 150.133 \text{ MPa} \quad (6.2-91)$$

$$f_{d20} = \min\left(\frac{R_{eH}}{1.5}, \frac{R_m}{2.4}\right) = \min\left(\frac{255}{1.5}, \frac{410}{2.4}\right) = 170 \text{ MPa} \quad (6.2-92)$$

$$f_{test} = \frac{R_{p0.2}}{1.05} = \frac{255}{1.05} = 242.857 \text{ MPa} \quad (6.2-93)$$

Zkušební tlak:

$$P_T = \max\left(1.43 \cdot PS, 1.25 \cdot PS \cdot \frac{f_{d20}}{f_d}\right) \quad (6.2-94)$$

$$P_T = \max\left(1.43 \cdot 2.35, 1.25 \cdot 2.35 \cdot \frac{170}{150.133}\right)$$

$$P_T = 3.361 \text{ MPa}$$

Tlak pro tlakovou zkoušku:

$$P_{test} = P_T + P_h = 3.361 + 0.02 = 3.381 \text{ MPa} \quad (6.2-95)$$

6.2.1 Válcový plášť vodní komory

vnější průměr skořepiny: $D_e = 1700 \text{ mm}$
jmenovitá tloušťka stěny: $e_n = 25 \text{ mm}$

Analýzovaná tloušťka stěny:

$$e_{as} = e_n - c - \delta = 25 - 1 - 0.7 = 23.3 \text{ mm} \quad (6.2-96)$$

Analýzovaná tloušťka stěny pro tlakovou zkoušku:

$$e_{ast} = e_n - \delta = 25 - 0.7 = 24.3 \text{ mm} \quad (6.2-97)$$

Střední průměr skořepiny:

$$D_m = D_e - e_{as} = 1700 - 23.3 = 1676.7 \text{ mm} \quad (6.2-98)$$

Střední průměr skořepiny pro tlakovou zkoušku:

$$D_{mt} = D_e - e_{ast} = 1700 - 24.3 = 1675.7 \text{ mm} \quad (6.2-99)$$

Vnitřní průměr skořepiny:

$$D_i = D_e - 2 \cdot e_{as} = 1653.4 \text{ mm} \quad (6.2-100)$$

Požadovaná minimální tloušťka stěny při vnitřním zatížení a ověření na maximální tlak:

$$e = \frac{P \cdot D_e}{2 \cdot f_d \cdot z + P} = \frac{2.37 \cdot 1700}{2 \cdot 150.133 \cdot 0.85 + 2.37} = 15.641 \text{ mm} \quad (6.2-101)$$

$$e \leq e_{as} \quad 15.641 \leq 23.3 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$$P_{max} = \frac{2 \cdot f_d \cdot z \cdot e_{as}}{D_m} = \frac{2 \cdot 150.133 \cdot 0.85 \cdot 23.3}{1676.7} = 3.547 \text{ MPa} \quad (6.2-102)$$

$$\frac{P}{P_{max}} = \frac{2.37}{3.547} = 0.668 \quad 0.668 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$$e_{test} = \frac{P_{test} \cdot D_e}{2 \cdot f_{test} \cdot z + P_{test}} = \frac{3.381 \cdot 1700}{2 \cdot 242.857 \cdot 0.85 + 3.381} = 13.807 \text{ mm} \quad (6.2-103)$$

$$e_{test} \leq e_{ast} \quad 13.807 \leq 24.3 \quad \text{VYHOVUJE}$$

$$P_{maxt} = \frac{2 \cdot f_{test} \cdot z \cdot e_{ast}}{D_{mt}} = \frac{2 \cdot 242.857 \cdot 0.85 \cdot 24.3}{1675.7} = 5.987 \text{ MPa} \quad (6.2-104)$$

$$\frac{P_{test}}{P_{maxt}} = \frac{3.381}{5.987} = 0.565 \quad 0.565 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Ověření pevnosti v místě připojení kolmých hrdel pro vstup a výstup topné vody vůči výpočtovému tlaku P.

vnější průměr hrdla:	$d_{eb} = 610 \text{ mm}$
jmenovitá tloušťka stěny:	$e_b = 25 \text{ mm}$
analyzovaná tloušťka stěny:	$e_{ab} = 23.3 \text{ mm}$
délka vnější části hrdla skořepiny:	$l_b = 200 \text{ mm}$
délka skořepiny mezi okrajem otvoru a skořepinovou diskontinuitou	$l_s = 200 \text{ mm}$
délka vnitřní části hrdla:	$l_{bi} = 0 \text{ mm}$

Střední průměr hrdla:

$$d_{mb} = d_{eb} - e_{ab} = 610 - 23.3 = 586.7 \text{ mm} \quad (6.2-105)$$

Vnitřní průměr hrdla:

$$d_{ib} = d_{eb} - 2 \cdot e_{ab} = 610 - 2 \cdot 23.3 = 563.7 \text{ mm} \quad (6.2-106)$$

Maximální vyztužující délka vnější části hrdla:

$$l_{bo} = \sqrt{d_{mb} \cdot e_{ab}} = \sqrt{586.7 \cdot 23.3} = 116.919 \text{ mm} \quad (6.2-107)$$

Efektivní vyztužující délka vnější části hrdla skořepiny:

$$l'_b = \min(l_{bo}, l_b) = 116.919 \quad (6.2-108)$$

Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny:

$$l_{so} = \sqrt{D_m \cdot e_{as}} = \sqrt{1676.7 \cdot 23.3} = 197.654 \text{ mm} \quad (6.2-109)$$

Efektivní vyztužující délka skořepiny:

$$l'_s = \min(l_{so}, l_s) = 197.654 \text{ mm} \quad (6.2-110)$$

Plocha zatížená tlakem:

$$A_{ps} = \frac{D_i}{2} \cdot \left(l'_s + \frac{d_{eb}}{2} \right) = \frac{1653.4}{2} \cdot \left(197.654 + \frac{610}{2} \right) = 4.155 \cdot 10^5 \text{ mm}^2 \quad (6.2-111)$$

$$A_{pb} = 0.5 \cdot d_{ib} \cdot (l'_b + e_{as}) \quad (6.2-112)$$

$$A_{pb} = 0.5 \cdot 563.4 \cdot (116.919 + 23.3) = 3.95 \cdot 10^4 \text{ mm}^2$$

Nosná plocha příčného průřezu účinná pro vyztužení:

$$A_{fs} = l'_s \cdot e_{as} = 197.654 \cdot 23.3 = 4605 \text{ mm}^2 \quad (6.2-113)$$

$$A_{fb} = (l'_b + e_{as}) \cdot e_{ab} = (116.919 + 23.3) \cdot 23.3 = 3267 \text{ mm}^2 \quad (6.2-114)$$

plocha příčného průřezu kout. svaru: $A_{fw} = 0 \text{ mm}^2$
 dovolené namáhání mat. hrdla: $f_b = f_d$
 dovolené namáhání mat. pláště: $f_s = f_d$
 maximální přípustný tlak:

$$P_{max} = \frac{(A_{fs} + A_{fw}) \cdot f_s + A_{fb} \cdot \min(f_s, f_b)}{(A_{ps} + A_{pb}) + 0.5 \cdot (A_{fs} + A_{fw} + A_{fb})} \quad (6.2-115)$$

$$P_{max} = \frac{(4605 + 0) \cdot 150.133 + 3267 \cdot 150.133}{(415500 + 39500) + 0.5 \cdot (4605 + 0 + 3267)} = 2.575 \text{ MPa}$$

$$\frac{P}{P_{max}} = \frac{2.37}{2.575} = 0.92 \quad 0.92 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Ověření pevnosti v místě připojení kolmých hrdel pro vstup a výstup topné vody vůči tlaku tlakové zkoušky P_{test} .

vnější průměr hrdla: $d_{eb} = 610 \text{ mm}$
 jmenovitá tloušťka stěny: $e_b = 25 \text{ mm}$
 analyzovaná tloušťka stěny: $e_{abt} = 24.3 \text{ mm}$
 délka vnější části hrdla skořepiny: $l_b = 200 \text{ mm}$
 délka skořepiny mezi okrajem
 otvoru a skořepinovou diskontinuitou $l_s = 200 \text{ mm}$
 délka vnitřní části hrdla: $l_{bi} = 0 \text{ mm}$

Střední průměr hrdla:

$$d_{mbt} = d_{eb} - e_{abt} = 610 - 24.3 = 585.7 \text{ mm} \quad (6.2-116)$$

Vnitřní průměr hrdla:

$$d_{ibt} = d_{eb} - 2 \cdot e_{abt} = 610 - 2 \cdot 24.3 = 561.4 \text{ mm} \quad (6.2-117)$$

Maximální vyztužující délka vnější části hrdla:

$$l_{bot} = \sqrt{d_{mbt} \cdot e_{abt}} = \sqrt{585.7 \cdot 24.3} = 119.3 \text{ mm} \quad (6.2-118)$$

Efektivní vyztužující délka vnější části hrdla skořepiny:

$$l'_{bt} = \min(l_{bot}, l_b) = 119.3 \text{ mm} \quad (6.2-119)$$

Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny:

$$l_{sot} = \sqrt{D_{mt} \cdot e_{ast}} = \sqrt{1675.7 - 24.3} = 201.791 \text{ mm} \quad (6.2-120)$$

Efektivní vyztužující délka skořepiny:

$$l'_{st} = \min(l_{sot}, l_s) = 200 \text{ mm} \quad (6.2-121)$$

Plocha zatížená tlakem:

$$A_{pst} = \frac{D_{it}}{2} \cdot \left(l'_{st} + \frac{d_{eb}}{2} \right) = \frac{1651.4}{2} \cdot \left(200 + \frac{610}{2} \right) = 4.17 \cdot 10^5 \text{ mm}^2 \quad (6.2-122)$$

$$\begin{aligned} A_{pbt} &= 0.5 \cdot d_{ibt} \cdot (l'_{bt} + e_{ast}) = 0.5 \cdot 561.4 \cdot (119.3 + 24.3) \\ &= 4.031 \cdot 10^4 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (6.2-123)$$

Nosná plocha příčného průřezu účinná pro vyztužení:

$$A_{fst} = l'_{st} \cdot e_{ast} = 200 \cdot 24.3 = 4860 \text{ mm}^2 \quad (6.2-124)$$

$$A_{fbt} = (l'_{bt} + e_{ast}) \cdot e_{abt} = (119.3 + 24.3) \cdot 24.3 = 3489 \text{ mm}^2 \quad (6.2-125)$$

plocha příčného průřezu kout. svaru:

$$A_{fw} = 0 \text{ mm}^2$$

dovolené namáhání mat. hrdla:

$$f_{btest} = f_{test}$$

dovolené namáhání mat. pláště:

$$f_{stest} = f_{test}$$

Maximální přípustný tlak:

$$P_{max} = \frac{(A_{fst} + A_{fw}) \cdot f_{test} + A_{fbt} \cdot \min(f_{stest}, f_{btest})}{(A_{pst} + A_{pbt}) + 0.5 \cdot (A_{fst} + A_{fw} + A_{fbt})} \quad (6.2-126)$$

$$P_{maxt} = \frac{(4860 + 0) \cdot 242.857 + 3489 \cdot 242.857}{(417000 + 40310) + 0.5 \cdot (4860 + 0 + 3489)} = 4.394 \text{ MPa}$$

$$\frac{P_{test}}{P_{maxt}} = \frac{3.381}{4.394} = 0.769 \quad 0.769 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

6.2.2 Torosférické dno vodní komory

Dno je navrženo dle normy EN 10253 [20] a materiálu P265GH. Oproti předchozím výpočtům komponent vodní komory se liší hodnoty záporné výrobní tolerance a součinitel svarového spoje.

součinitel svarového spoje:	$z = 1$
záporná výrobní tolerance:	$\delta = 0.5 \text{ mm}$
korozní přírůstek:	$c = 1 \text{ mm}$
vnější průměr válcového lemu dna:	$D_e = 1700 \text{ mm}$
jmenovitá tloušťka stěny:	$e_n = 25 \text{ mm}$

Analyzovaná tloušťka stěny:

$$e_a = e_n - c - \delta = 25 - 1 - 0.5 = 23.5 \text{ mm} \quad (6.2-127)$$

Analyzovaná tloušťka stěny pro tlakovou zkoušku:

$$e_{at} = e_n - \delta = 25 - 0.5 = 24.5 \text{ mm} \quad (6.2-128)$$

Vnitřní průměr válcového lemu dna:

$$D_i = D_e - 2 \cdot e_a = 1700 - 2 \cdot 23.5 = 1653 \text{ mm} \quad (6.2-129)$$

Vnitřní průměr válcového lemu dna pro tlakovou zkoušku:

$$D_{it} = D_e - 2 \cdot e_{at} = 1700 - 2 \cdot 24.5 = 1651 \text{ mm} \quad (6.2-130)$$

Vnitřní poloměr kulové části dna:

$$R = 0.8 \cdot D_e = 0.8 \cdot 1700 = 1360 \text{ mm} \quad (6.2-131)$$

Ke kontrole únosnosti vůči výpočtovému tlaku je potřeba nejprve určit tlaky P_s , P_b a P_y . Z nich se poté určí maximální tlak P_{\max} . Tlak P_b je možné vynechat, jelikož platí následující podmínka.

$$e_a > 0.005 \cdot D_i \quad 23.5 > 0.005 \cdot 1653 \quad 23.5 > 8.265 \quad \text{PLATÍ} \quad (6.2-132)$$

Tlak P_s :

$$P_s = \frac{2 \cdot f_d \cdot z \cdot e_a}{R + 0.5 \cdot e_a} = \frac{2 \cdot 150.133 \cdot 1 \cdot 23.5}{1360 + 0.5 \cdot 23.5} = 5.144 \text{ MPa} \quad (6.2-133)$$

Pro výpočet tlaku P_y je nutné určit vnitřní poloměr křivosti anuloidového přechodu r . Následně se vypočtou poměry e_a/R a r/D_i a z grafu 7.5-2 [16] se určí součinitel $\beta = 0.54$.

$$r = 0.15 \cdot 1700 = 255 \text{ mm} \quad (6.2-134)$$

$$\frac{e_a}{R} = \frac{23.5}{1360} = 0.017 \quad (6.2-135)$$

$$\frac{r}{D_i} = \frac{255}{1653} = 0.154 \quad (6.2-136)$$

$$P_y = \frac{f_d \cdot e_a}{\beta \cdot (0.75 \cdot R + 0.2 \cdot D_i)} = \frac{150.133 \cdot 23.5}{0.54 \cdot (0.75 \cdot 1360 + 0.2 \cdot 1653)} = 4.838 \quad (6.2-137)$$

$$P_{max} = \min(P_s, P_y) = \min(5.144, 4.838) = 4.838 \text{ MPa} \quad (6.2-138)$$

$$\frac{P}{P_{max}} = \frac{2.37}{4.838} = 0.49 \quad 0.49 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Ke kontrole únosnosti vůči tlakové zkoušce je potřeba nejprve určit tlaky P_{st} , P_{bt} a P_{yt} . Z nich se poté určí maximální tlak P_{max} . Tlak P_{bt} je možné vynechat, jelikož platí následující podmínka.

$$e_{at} > 0.005 \cdot D_{it} \quad 24.5 > 0.005 \cdot 1651 \quad 24.5 > 8.255 \quad \text{PLATÍ} \quad (6.2-139)$$

Tlak P_{st} :

$$P_{st} = \frac{2 \cdot f_{test} \cdot z \cdot e_{at}}{R + 0.5 \cdot e_{at}} = \frac{2 \cdot 242.857 \cdot 1 \cdot 24.5}{1360 + 0.5 \cdot 24.5} = 8.672 \text{ MPa} \quad (6.2-140)$$

Pro výpočet tlaku P_{yt} je nutné určit vnitřní poloměr křivosti anuloidového přechodu r . Následně se vypočtou poměry e_{at}/R a r/D_{it} a z grafu 7.5-2 [16] se určí součinitel $\beta = 0.54$.

$$r = 0.15 \cdot D_e = 0.15 \cdot 1700 = 255 \text{ mm} \quad (6.2-141)$$

$$\frac{e_{at}}{R} = \frac{24.5}{1360} = 0.018 \quad (6.2-142)$$

$$\frac{r}{D_{it}} = \frac{255}{1651} = 0.154 \quad (6.2-143)$$

$$P_{yt} = \frac{f_{test} \cdot e_{at}}{\beta \cdot (0.75 \cdot R + 0.2 \cdot D_{it})} = \frac{242.857 \cdot 24.5}{0.54 \cdot (0.75 \cdot 1360 + 0.2 \cdot 1651)} = 8.161 \quad (6.2-144)$$

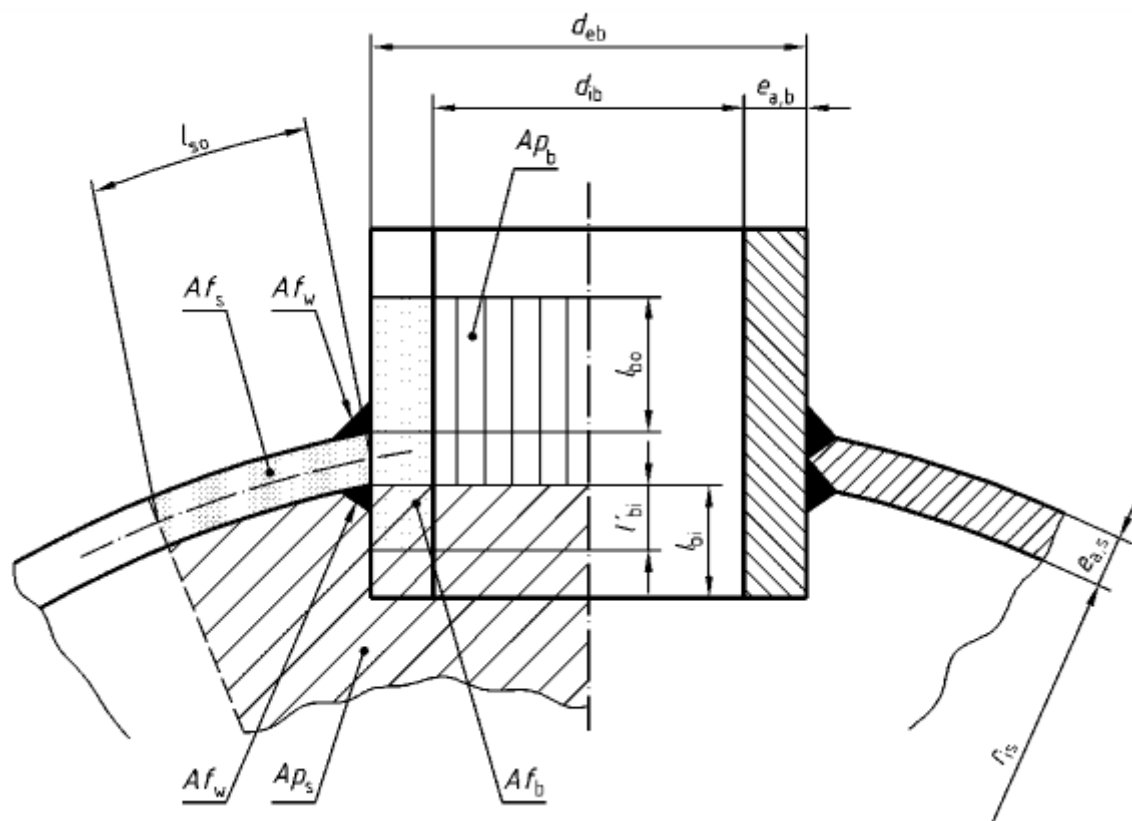
$$P_{maxt} = \min(P_{st}, P_{yt}) = \min(8.672, 8.161) = 8.161 \text{ MPa} \quad (6.2-145)$$

$$\frac{P_{test}}{P_{maxt}} = \frac{3.381}{8.161} = 0.414 \quad 0.414 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Ověření pevnosti v místě připojení kolmého hrdla, sloužícího jako kontrolní otvor, na torosférickém dně vůči výpočtovému tlaku P .

součinitel svarového spoje hrdla:	$z = 0.85$
záporná výrobní tolerance hrdla:	$\delta = 0.7 \text{ mm}$
vnější průměr hrdla:	$d_{eb} = 610 \text{ mm}$

jmenovitá tloušťka stěny:	$e_b = 25 \text{ mm}$
analyzovaná tloušťka stěny:	$e_{ab} = 23.3 \text{ mm}$
délka vnější části hrdla skořepiny:	$l_b = 200 \text{ mm}$
délka skořepiny mezi okrajem otvoru a skořepinovou diskontinuitou	$l_s = 100 \text{ mm}$
délka vnitřní části hrdla:	$l_{bi} = 0 \text{ mm}$
vnitřní poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru	$r_{is} = R$



Obrázek 15 Klenuté dno s osamoceným otvorem a vsazeným hrdlem [16]

Střední průměr hrdla:

$$d_{mb} = d_{eb} - e_{ab} = 610 - 23.3 = 586.7 \text{ mm} \quad (6.2-146)$$

Vnitřní průměr hrdla:

$$d_{ib} = d_{eb} - 2 \cdot e_{ab} = 610 - 2 \cdot 23.3 = 563.7 \text{ mm} \quad (6.2-147)$$

Maximální vyztužující délka vnější části hrdla:

$$l_{bo} = \sqrt{d_{mb} \cdot e_{ab}} = \sqrt{586.7 \cdot 23.3} = 116.919 \text{ mm} \quad (6.2-148)$$

Efektivní vyztužující délka vnější části hrdla skořepiny:

$$l'_b = \min(l_{bo}, l_b) = 116.919 \quad (6.2-149)$$

Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny:

$$l_{so} = \sqrt{(2 \cdot r_{is} \cdot e_a) \cdot e_a} = \sqrt{(2 \cdot 1360 + 23.5) \cdot 23.5} = 253.914 \text{ mm} \quad (6.2-150)$$

Efektivní vyztužující délka skořepiny:

$$l'_s = \min(l_{so}, l_s) = 100 \text{ mm} \quad (6.2-151)$$

Střední poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru:

$$r_{ms} = r_{is} + 0.5 \cdot e_a = 1360 + 0.5 \cdot 23.5 = 1371.75 \text{ mm} \quad (6.2-152)$$

Úhel Δ :

$$\Delta = \frac{d_{eb}}{2 \cdot r_{ms}} = \frac{610}{2 \cdot 1371.75} = 12.739^\circ \quad (6.2-153)$$

Koeficient a :

$$a = r_{ms} \cdot \sin(\Delta) = 1371.75 \cdot \sin(12.739) = 307.571 \text{ mm} \quad (6.2-154)$$

Plocha zatížená tlakem:

$$A_{ps} = 0.5 \cdot r_{is}^2 \cdot \frac{l'_s + a}{0.5 \cdot e_a + r_{is}} \quad (6.2-155)$$

$$A_{ps} = 0.5 + 1360^2 \cdot \frac{100 + 307.571}{0.5 \cdot 23.5 + 1360} = 2.748 \cdot 10^5 \text{ mm}^2$$

$$A_{pb} = 0.5 \cdot d_{ib} \cdot (l'_b + e_{as}) \quad (6.2-156)$$

$$A_{pb} = 0.5 \cdot 563.4 \cdot (116.919 + 23.3) = 3.956 \cdot 10^4 \text{ mm}^2$$

Nosná plocha příčného průřezu účinná pro vyztužení:

$$A_{fs} = l'_s \cdot e_a = 100 \cdot 23.5 = 2350 \text{ mm}^2 \quad (6.2-157)$$

$$A_{fb} = (l'_b + e_a) \cdot e_{ab} = (116.919 + 23.5) \cdot 23.3 = 3272 \text{ mm}^2 \quad (6.2-158)$$

plocha příčného průřezu kout. svaru:

$$A_{fw} = 0 \text{ mm}^2$$

dovolené namáhání mat. hrdla:

$$f_b = f_d$$

dovolené namáhání mat. pláště:

$$f_s = f_d$$

Maximální přípustný tlak:

$$P_{max} = \frac{(A_{fs} + A_{fw}) \cdot f_s + A_{fb} \cdot \min(f_s, f_b)}{(A_{ps} + A_{pb}) + 0.5 \cdot (A_{fs} + A_{fw} + A_{fb})} \quad (6.2-159)$$

$$P_{max} = \frac{(2350 + 0) \cdot 150.133 + 3272 \cdot 150.133}{(274800 + 39560) + 0.5 \cdot (2350 + 0 + 3272)} = 2.661 \text{ MPa}$$

$$\frac{P}{P_{max}} = \frac{2.37}{2.661} = 0.891 \quad 0.891 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Ověření pevnosti v místě připojení kolmých hrdel pro vstup a výstup topné vody vůči tlaku tlakové zkoušky P_{test} .

vnější průměr hrdla:	$d_{eb} = 610 \text{ mm}$
jmenovitá tloušťka stěny:	$e_b = 25 \text{ mm}$
analyzovaná tloušťka stěny:	$e_{abt} = 24.3 \text{ mm}$
délka vnější části hrdla skořepiny:	$l_b = 200 \text{ mm}$
délka skořepiny mezi okrajem otvoru a skořepinovou diskontinuitou	$l_s = 100 \text{ mm}$
délka vnitřní části hrdla:	$l_{bi} = 0 \text{ mm}$
vnitřní poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru	$r_{is} = R$

Střední průměr hrdla:

$$d_{mbt} = d_{eb} - e_{abt} = 610 - 24.3 = 585.7 \text{ mm} \quad (6.2-160)$$

Vnitřní průměr hrdla:

$$d_{ibt} = d_{eb} - 2 \cdot e_{abt} = 610 - 2 \cdot 24.3 = 561.4 \text{ mm} \quad (6.2-161)$$

Maximální vyztužující délka vnější části hrdla:

$$l_{bo} = \sqrt{d_{mbt} \cdot e_{abt}} = \sqrt{585.7 \cdot 24.3} = 116.3 \text{ mm} \quad (6.2-162)$$

Efektivní vyztužující délka vnější části hrdla skořepiny:

$$l'_b = \min(l_{bo}, l_b) = 116.3 \quad (6.2-163)$$

Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny:

$$l_{so} = \sqrt{(2 \cdot r_{is} \cdot e_{at}) \cdot e_{at}} = \sqrt{(2 \cdot 1360 + 24.5) \cdot 24.5} = 259.307 \text{ mm} \quad (6.2-164)$$

Efektivní vyztužující délka skořepiny:

$$l'_s = \min(l_{so}, l_s) = 100 \text{ mm} \quad (6.2-165)$$

Střední poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru:

$$r_{mst} = r_{is} + 0.5 \cdot e_{at} = 1360 + 0.5 \cdot 24.5 = 1372.25 \text{ mm} \quad (6.2-166)$$

Úhel Δ :

$$\Delta = \frac{d_{eb}}{2 \cdot r_{mst}} = \frac{610}{2 \cdot 1372.25} = 12.735^\circ \quad (6.2-167)$$

Koeficient a_t :

$$a_t = r_{mst} \cdot \sin(\Delta) = 1372.25 \cdot \sin(12.735) = 307.571 \text{ mm} \quad (6.2-168)$$

Plocha zatížená tlakem:

$$A_{ps} = 0.5 + r_{is}^2 \cdot \frac{l'_s + a_t}{0.5 \cdot e_{at} + r_{is}} \quad (6.2-169)$$

$$A_{ps} = 0.5 + 1360^2 \cdot \frac{100 + 307.571}{0.5 \cdot 24.5 + 1360} = 2.747 \cdot 10^5 \text{ mm}^2$$

$$A_{pb} = 0.5 \cdot d_{ibt} \cdot (l'_b + e_{at}) \quad (6.2-170)$$

$$A_{pb} = 0.5 \cdot 561.4 \cdot (116.3 + 24.3) = 4.036 \cdot 10^4 \text{ mm}^2$$

Nosná plocha příčného průřezu účinná pro vyztužení:

$$A_{fs} = l'_s \cdot e_{at} = 100 \cdot 24.5 = 2450 \text{ mm}^2 \quad (6.2-171)$$

$$A_{fb} = (l'_b + e_{at}) \cdot e_{abt} = (116.3 + 24.5) \cdot 24.3 = 3494 \text{ mm}^2 \quad (6.2-172)$$

plocha příčného průřezu kout. svaru: $A_{fw} = 0 \text{ mm}^2$

dovolené namáhání mat. hrdla: $f_{btest} = f_{test}$

dovolené namáhání mat. pláště: $f_{stest} = f_{test}$

Maximální přípustný tlak:

$$P_{maxt} = \frac{(A_{fs} + A_{fw}) \cdot f_{test} + A_{fb} \cdot \min(f_{stest}, f_{btest})}{(A_{ps} + A_{pb}) + 0.5 \cdot (A_{fs} + A_{fw} + A_{fb})} \quad (6.2-173)$$

$$P_{maxt} = \frac{(2450 + 0) \cdot 242.857 + 3494 \cdot 242.857}{(274700 + 40360) + 0.5 \cdot (2450 + 0 + 3494)} = 4.54 \text{ MPa}$$

$$\frac{P_{test}}{P_{maxt}} = \frac{3.381}{4.54} = 0.745 \quad 0.745 < 1 \quad \text{VYHOVUJE}$$

6.3 Pevnostní výpočet trubkovnice a připojovací příruby

Pevnostní výpočet trubkovnice a připojovací příruby je z důvodu náročnosti proveden v programu Sant'Ambrogio pracujícím podle normy ČSN EN 13345-3 [16]. Jelikož je připojovací příruha uvažována jako výkovek z oceli P305GH, řídí se hodnoty potřebných součinitelů a materiálové vlastnosti vstupující do výpočtu podle normy ČSN EN 10222-2 [24]. Trubkovnice je vyrobena z plechu z oceli P295GH, a proto materiálové vlastnosti odpovídají normě ČSN EN 10028-2 [17]. Rozměry příruby a trubkovnice navržené v kapitole 5 jsou na základě provedených vyhovující. Zpráva z výpočtu přírub je uvedena v Příloze 4 a zpráva z výpočtu trubkovnice v Příloze 5.

ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout horizontální topný ohřívák. V úvodu byla provedena stručná rešerše typů výměníků a procesů výměny tepla. Následně proběhlo zhodnocení zadaných parametrů, na základě kterých, byl vybrán materiál teplosměnných trubek. Jako nejvhodnější se ukázala, kvůli dobrým chemickým vlastnostem topné vody, nerezová ocel s označením X 5 CrNi 18 10. Její vlastnosti jsou uvedeny v Příloze 1.

Tepelný a hydraulický výpočet byl proveden pro zadaný jmenovitý průtok topné vody 2050 t/h. Jako první byl určen požadovaný výkon ohříváku, který činí 73,841 MW. Pro první část tepelného a hydraulického výpočtu byly uvažovány tři různé vnější průměry teplosměnných trubek (18 mm, 20 mm a 22 mm) a různé rychlosti topné vody (1,5 m/s, 1,7 m/s, 1,9 m/s, 2,1 m/s, 2,3 m/s). Pro všechny tyto kombinace byl určen, s určitým zjednodušením popsaným během výpočtu, součinitel prostupu tepla. Poté byl spočten střední teplotní logaritmický spád. Následně proběhlo stanovení celkové teplosměnné plochy a délky trubek. V dalším kroku došlo k ověření tlakové ztráty na straně vody, která podle zadání nesměla přesáhnout 0,7 bar. Tento požadavek zadání byl splněn. Z popsaných výpočtů se dále vycházelo při výběru vhodného vnějšího průměru trubek (18 mm), rychlosti topné vody (1,92 m/s) a z nich vyplývající počet teplosměnných trubek (3010 ks) a počet chodů výměníku (2 chody). Pro tyto parametry byl následně opět proveden tepelný a hydraulický výpočet tentokrát bez předešlých zjednodušení. Následně proběhl návrh rozložení teplosměnných trubek v síti s chladičem parovzdušné směsi ve středu svazku. Navrženo bylo vystřídané trojúhelníkové uspořádání trubek s úhlem 60° a počtem trubek v prvním tahu (1462 ks), v druhém tahu (1515 ks) a chladiči (33 ks). Pro ještě lepší přesnost výsledků byl pro určenou geometrii proveden přepočet ve specializovaném programu HTRI. Výsledné hlavní geometrické parametry výměníku jsou:

- efektivní teplosměnná plocha:	1499,2 m ²
- celková teplosměnná plocha:	1516 m ²
- efektivní délka trubek:	8,906 m
- vnější průměr teplosměnných trubek:	18 mm
- počet teplosměnných trubek:	3010 ks
- rozteč teplosměnných trubek:	25 mm
- průměr vodní komory:	1700 mm

Další kapitola byla věnována konstrukčnímu návrhu topného ohříváku. Návrh připojení byl zvolen tak, aby vstupní a výstupní rychlosti pracovních médií nepřekračovaly povolené hodnoty. Dále došlo ke zvolení tloušťek stěn pláště, vodní komory a hrdel. Součástí této kapitoly je návrhový výkres topného ohříváku uvedený v Příloze 3.

Jako závěrečný krok byl pro zvolené tloušťky stěn proveden pevnostní výpočet pláště, vodní komory, připojovací příruby a trubkovnice. Výpočtem proběhlo ověření provozních a testovacích tlaků ku maximálním přípustným tlakům vycházejících z použitého materiálu a tloušťky stěny. Výpočet se řídil normou ČSN EN 13345-3. Pro plášť a vodní komoru byl výpočet proveden ručně a pro přírubu a trubkovnici v programu Sant'Ambrogio. Na základě provedených výpočtů lze konstatovat, že navržené tloušťky stěn vyhovují.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Baláš, Marek. *Tepelné výměníky – přehled* [prezentace]. Brno: VUT v Brně, 8. 10. 2019.
- [2] *Shell and tube heat exchanger* [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://igefa-weinbrenner.com/>
- [3] *Deskové výměníky tepla* [online]. [cit. 2021-5-17]. Dostupné z: <http://www.dasal.cz/produkty/deskove-vymeniky-tepla/>
- [4] Baláš, Marek. *Tepelné výměníky – sdílení tepla* [prezentace]. Brno: VUT v Brně, 8. 10. 2019.
- [5] FARHAMI, Nabieh a Alireza BOZORGIAN. *Factors affecting selection of tubes of heat exchanger* [online]. 2011 [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/326070509_Factors_Affecting_Selection_of_Tubes_of_Heat_Exchanger
- [6] JANIKOWSKI, Daniel. *Selecting Reliable Heat Exchanger Tube Materials - Factors to Consider* [online]. In: . 2014 [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://www.plymouth.com/wp-content/uploads/2017/03/Reliable-Exchanger-Tubing-Powerchem-2014-Janikowski-1.pdf>
- [7] VOSMÍK, Zdeněk. *Výskyt koroze a jejich úsad při ohřevu vody ve výměnících* [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://www.vosmik-vymeniky.cz/data/140110-vliv-chemickeho-slozeni-vody-1.korozni-vlivy.pdf>
- [8] *Specifikace nerezových materiálů* [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://armat.cz/zakladni-informace/>
- [9] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. : obr., tabulky, grafy. ISBN 80-214-0363-2.
- [10] KRBEK, Jaroslav, Jan FIEDLER a Bohumil POLESNÝ. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.
- [11] *Technical Datasheets for Stainless Steel - Austenitic* [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: https://www.aalco.co.uk/datasheets/Stainless-Steel-14301-304-Bar-and-Section_34.ashx
- [12] *Tlaková ztráta v trubce* [online]. 2015 [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://www.ipotrubi.cz/clanky/6.-hydrodynamicke-a-termodynamicke-vypocty/2.-vypocet-tlakovych-ztrat/2.-tlakova-ztrata-v-trubce.html>

- [13] Heat exchange institute. *Standards for shell and tube heat exchanger*. 5. Cleveland: Heat exchange institute, 2013.
- [14] ČSN EN 1092-1. *Příruby a přírubové spoje - Kruhové příruby pro trubky, armatury, tvarovky a příslušenství, s označením PN - Část 1: Příruby z oceli*. Česká agentura pro standardizaci, 2019.
- [15] KRBK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Zhodnocení uspořádání trubkových svazků ohříváků topné vody velkého tepelného výkonu*. Brno, 1992.
- [16] ČSN EN 13345-3. *Netopené tlakové nádoby - Část 3: Konstrukce a výpočet*. Česká agentura pro standardizaci, 2018.
- [17] ČSN EN 10028-2. *Ploché výrobky z ocelí pro tlakové účely - Část 2: Nelegované a legované oceli se stanovenými vlastnostmi pro vyšší teploty*. Česká agentura pro standardizaci, 2017.
- [18] ČSN EN 10029. *Plech ocelové válcované za tepla tloušťky od 3 mm - Mezní úchylky rozměrů a tolerance tvaru*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [19] ČSN EN 13345-5. *Netopené tlakové nádoby - Část 5: Kontrola a zkoušení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016.
- [20] ČSN EN 10253-2. *Potrubní tvarovky pro přivaření tupým svarem - Část 2: Nelegované a feritické oceli se stanovením požadavků pro kontrolu*. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [21] ČSN 13 1520. *Potrubí. Svorníkové šrouby pro přírubové spoje potrubí. Rozměry*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1988.
- [22] *Spirálově vinutá těsnění* [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.temac.cz/produkt.aspx?pid=30>
- [23] ČSN EN 13345-2. *Netopené tlakové nádoby - Část 2: Materiály*. Česká agentura pro standardizaci, 2019.
- [24] ČSN EN 10222-2. *Ocelové výkovky pro tlakové účely - Část 2: Feritické a martenzitické oceli pro použití při vyšších teplotách*. Česká agentura pro standardizaci, 2018.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

TEPELNÝ A HYDRAULICKÝ VÝPOČET		
Symbol	Veličina	Jednotka
c_p	Tepelná kapacita	[J/kg.K]
E	Sálavost povrchu	[W/m ²]
g	Gravitační zrychlení	[m/s ²]
Gr	Grashoffovo číslo	[-]
i_{v1}	Entalpie vody na vstupu	[kJ/kg]
i_{v2}	Entalpie vody na výstupu	[kJ/kg]
i_k	Entalpie kondenzátu	[kJ/kg]
i_p	Entalpie páry	[kJ/kg]
k	Součinitel prostupu tepla	[W/m ² .K]
k_a	Absolutní drsnost povrchu	[mm]
k_{r1}	Relativní drsnost povrchu	[-]
k_z	Koeficient zanesení	[-]
l	Délka trubky výměníku pro určený počet tahů	[m]
l_k	Kondenzační teplo	[J/kg]
l_{ch}	Charakteristický rozměr	[m]
L	Délka teplosměnných trubek	[m]
L_{ef}	Efektivní délka teplosměnných trubek	[m]
m_{ch1}	Hmotnostní průtok prvním tahem výměníku	[kg/s]
m_k	Hmotnostní průtok kondenzátu	[kg/s]
m_p	Hmotnostní průtok páry	[kg/s]
m_{vch}	Hmotnostní průtok chladičem parovzdušné směsi	[kg/s]
m_{v1}	Hmotnostní průtok vody na vstupu	[kg/s]
m_{v2}	Hmotnostní průtok vody na výstupu	[kg/s]
n_{tr}	Počet trubek výměníku	[ks]
n_{trch}	Počet trubek chladiče	[ks]
n_{trt1}	Počet trubek v prvním tahu výměníku	[ks]
Nu_v	Nusseltovo číslo vody	[-]
p_k	Tlak kondenzátu	[MPa]
p_p	Tlak páry	[MPa]
p_{v1}	Tlak vody na vstupu	[MPa]
p_{v2}	Tlak vody na výstupu	[MPa]
Pr_v	Prandtlovo číslo vody	[-]
Pr_{1s}	Prandtlovo číslo vody na vnitřní stěně trubky	[-]
Q	Tepelný výkon	[W]
\dot{q}	Měrný tepelný tok	[W/m ²]
Re_v	Reynoldsovo číslo vody	[-]
Re_{v13in}	Reynoldsovo číslo vody na vstupu	[-]
Re_{v13out}	Reynoldsovo číslo vody na výstupu	[-]
S	Teplosměnná plocha výměníku	[m ²]
S_i	Vnitřní plocha trubek	[m ²]
S_{in}	Plocha průřezu vstupního hrdla vody	[m ²]
S_{out}	Plocha průřezu výstupního hrdla vody	[m ²]
t_k	Teplota vystupujícího kondenzátu	[°C]

t_p	Teplota páry na vstupu	[°C]
t_{s1}	Teplota vnitřní stěny trubky	[°C]
t_{s2}	Teplota vnější stěny trubky	[°C]
t_{sat}	Teplota saturace	[°C]
t_{v1}	Teplota vody na vstupu	[°C]
t_{v2}	Teplota vody na výstupu	[°C]
t_{vst}	Střední teplota vody	[°C]
t_∞	Teplota okolí	[°C]
w_k	Rychlost kondenzátu na výstupu	[m/s]
w_v	Rychlost vody v trubkách	[m/s]
w_{v1}	Rychlost vody na vstupu	[m/s]
w_{v2}	Rychlost vody na výstupu	[m/s]
x_5	Součinitel	[-]
x_9	Substituční faktor	[-]
x_{10}	Substituční faktor	[-]
y_1	Součinitel pro určení Nu	[-]
y_2	Korekční faktor	[-]
z	Součinitel svarového spoje	[-]
z_1	Součinitel pro určení tlakové ztráty	[-]
z_2	Korekční faktor zohledňující délku výměníku	[-]
α_{hor}	Součinitel přestupu tepla na straně páry pro 1 trubku	[W/m ² K]
α_{sv}	Součinitel přestupu tepla na straně páry pro svazek trubek	[W/m ² K]
α_v	Součinitel přestupu tepla na straně vody	[W/m ² K]
Δp_h	Tlaková ztráta hrdel	[Pa]
Δp_{m1}	Tlakové ztráty místní	[Pa]
Δp_{t1}	Tlakové ztráty třecí	[Pa]
Δp_z	Celková tlaková ztráta na straně vody	[Pa]
ΔT	Teplotní rozdíl	[°C]
ΔT_{ln}	Střední teplotní logaritmický spád	[°C]
η_k	Dynamická viskozita kondenzátu	[Pa.s]
η_{s1}	Dynamická viskozita vody při teplotě t_{s1}	[Pa.s]
η_{s2}	Dynamická viskozita vody při teplotě t_{s2}	[Pa.s]
η_v	Dynamická viskozita vody při střední teplotě	[Pa.s]
η_{v13in}	Dynamická viskozita vody na vstupu	[Pa.s]
η_{v13out}	Dynamická viskozita vody na výstupu	[Pa.s]
λ_k	Tepelná vodivost kondenzátu	[W/mK]
λ_{s2}	Tepelná vodivost vody při teplotě t_{s2}	[W/mK]
λ_v	Tepelná vodivost vody	[W/mK]
λ_{11}	Součinitel tření	[-]
$\lambda_{1.4301}$	Tepelná vodivost oceli	[W/mK]
ξ_{11}	Ztrátový součinitel místního odporu pro výstup z trubek	[-]
ξ_{12}	Ztrát. Součin. místního odporu pro obrat ve vod. komoře	[-]
ξ_{13}	Ztrát. Součin. místního odporu pro hrdlo	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]
ρ_k	Hustota kondenzátu	[kg/m ³]
ρ_p	Hustota páry	[kg/m ³]
ρ_v	Hustota	[kg/m ³]
ρ_{vst}	Hustota vody při střední teplotě	[kg/m ³]

ρ_{v13in}	Hustota vody na vstupu	[kg/m ³]
ρ_{v13out}	Hustota vody na výstupu	[kg/m ³]
σ	Stefan-Boltzmanova konstanta	[W/m ² K]
PEVNOSTNÍ VÝPOČET		
A_{fb}	Nosná plocha příčného průřezu hrdla	[mm ²]
A_{fs}	Nosná plocha příčného průřezu skořepiny	[mm ²]
A_{fw}	Plocha příčného průřezu koutového svaru	[mm ²]
A_{pb}	Plocha hrdla zatížená tlakem	[mm ²]
A_{ps}	Plocha skořepiny zatížená tlakem	[mm ²]
c	Korozní přírůstek	[mm]
d_e	Vnější průměr menšího pláště	[mm]
d_{eb}	Vnější průměr hrdla	[mm]
d_{mb}	Střední průměr hrdla	[mm]
D_e	Vnější průměr většího pláště	[mm]
D_i	Vnitřní průměr pláště	[mm]
D_m	Střední průměr pláště	[mm]
e	Požadovaná tloušťka stěny	[mm]
e_{as}	Analýzovaná tloušťka stěny skořepiny	[mm]
e_{ab}	Analýzovaná tloušťka stěny hrdla	[mm]
e_b	Jmenovitá tloušťka hrdla	[mm]
e_{con}	Jmenovitá tloušťka kuželové skořepiny	[mm]
e_{cona}	Analýzovaná tloušťka kuželové skořepiny	[mm]
e_n	Jmenovitá tloušťka skořepiny	[mm]
f_d	Maximální dovolené namáhání při TS	[MPa]
f_{d20}	Maximální dovolené namáhání při pokojové teplotě	[MPa]
f_{test}	Maximální dovolené namáhání pro tlakovou zkoušku	[MPa]
l_b	Délka vnější části skořepiny	[mm]
l_{bo}	Maximální vyztužující délka vnější části hrdla	[mm]
l_{so}	Maximální vyztužující délka skořepiny	[mm]
L_n	Nevyztužená délka skořepiny	[mm]
P	Výpočtový tlak	[MPa]
P_d	Konstrukční tlak	[MPa]
P_h	Hydrostatický tlak vody	[MPa]
P_m	Teoretický tlak při elastické ztrátě stability	[MPa]
P_{max}	Maximální přípustný tlak	[MPa]
P_r	Výpočtová dolní mez tlaku při zborcení	[MPa]
P_T	Zkušební tlak	[MPa]
P_{test}	Tlak pro tlakovou zkoušku	[MPa]
P_y	Tlak obvodového napětí středu pole	[MPa]
PS	Maximální dovolený tlak	[MPa]
PS_e	Maximální dovolený vnější tlak	[MPa]
r	Vnitřní poloměr křivosti anuloidového přechodu	[mm]
r_{is}	Vnitřní poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru	[mm]
r_{ms}	Střední poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru	[mm]
R	Vnitřní poloměr kulové části dna	[mm]
R_{eH}	Smluvní mez kluzu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
$R_{p0.2}$	Mez kluzu při pokojové teplotě	[MPa]

$R_{p0.2T}$	Mez kluzu při teplotě TS	[MPa]
T	Výpočtová teplota	[°C]
TS	Maximální dovolená teplota	[°C]
Z	Parametr pro určení ε	[-]
α	Poloviční vrcholový úhel koncentrického přechodu	[°]
β	Součinitel pro určení e_j	[-]
B_h	Součinitel pro určení P_{max}	[-]
δ	Záporná výrobní tolerance	[mm]
ε	Střední elastická poměrná obvodová deformace	[mm]
σ_e	Dovolené elastické mezní napětí skořepiny	[MPa]
τ	Součinitel pro určení B_h	[-]
ν	Poissonova konstanta	[-]

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Materiálový list oceli 1.4301

Příloha 2 – Výpočet v HTRI

Příloha 3 – Výkres topného ohříváku

Příloha 4 – Pevnostní výpočet přípojovací příruby

Přílohy 5 – Pevnostní výpočet trubkovnice